



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VRF SYSTÉM

VRF SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Roman Lackovič

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

BRNO 2017

Abstrakt

Diplomová práca *VRF systém* sa zameriava na energetickú simuláciu potrieb dodávky a odvodu tepla na vykurovanie a chladenie jedného podlažia budovy výskumného centra FSI NetMe a následné zhodnotenie výhodnosti použitia VRF systému s funkciou prečerpávania tepla. Prvou časťou je teoretický úvod, kde sú popísané základy fungovania strojného chladenia, ďalej sú uvedené odlišnosti a spôsoby fungovania VRF systému s funkciou prečerpávania tepla (heat recovery). V praktickej časti tejto práce je pozornosť venovaná popisu priebehu zadávania údajov do simulačného nástroja. Na záver sú uvedené výsledky simulácie a ekonomické porovnanie VRF systému a existujúceho štvor trubkového systému s rozvodom chladnej a teplej vody.

Kľúčové slová

TRNSYS, TRNBuild, VRF systém, simulácia, Protech, heat recovery

Abstract

Master's thesis "VRF system" aims on the energy simulation of energy needs for HVAC system of one floor of the FSI NetMe Research Centre building and followed evaluation of the advantage of using VRF system with heat recovery function. The first part is a theoretical introduction, which describes the basics of the mechanical refrigeration, following the differences and ways of functioning of the VRF system with heat recovery function. Practical part of this work is aimed on the description of the way of data input into the simulation tool. Finally, the results of the simulation and economical comparison of the VRF system and the existing four-pipe cold and warm water distribution system are presented.

Keywords

TRNSYS, TRNBuild, VRF system, simulation, Protech, heat recovery

Bibliografická citácia

LACKOVIČ, R. *VRF systém*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jirí Hejčík, Ph.D

Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne a použil som zdroje a podklady uvedené v zozname literatúry.

V Brne dňa

Podpis:

Pod'akovanie

Týmto by som rád pod'akoval Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. a doc. Ing. Pavlovi Charvátovi, Ph.D. za ochotu, cenné pripomienky a rady pri vypracovávaní bakalárskej práce.

Obsah

1	Úvod	12
2	Chladiace zariadenia.....	14
2.1	Strojné chladenie	14
2.2	Predstavenie VRF.....	15
2.3	Riadenie výkonu.....	17
2.4	Prevádzka chladenia	18
2.5	Prevádzka vykurovania	20
2.6	Prevádzka v režime prečerpávania tepla	20
2.7	Prevádzka počas odmrázovania výmenníkov vonkajších jednotiek	23
3	Energetická simulácia.....	24
3.1	Popis posudzovaného objektu.....	24
3.2	Popis existujúcej technológie na vykurovanie a chladenie.....	25
3.3	Popis konštrukcií	26
3.4	Spôsob zadávania rozmerov konštrukcií	29
3.5	Rozdelenie poschodia na zóny.....	30
3.6	Profil vykurovania a chladenia	31
3.7	Profily obsadenosti zón	32
3.8	Používanie osvetlenia	34
3.9	Prevádzka vzduchotechniky	35
4	Vyhodnotenie výsledkov simulácie	38
4.1	Porovnávacie testovanie	38
4.2	Varianty spôsobov prevádzky VZT	40
4.3	Zvolený variant pre návrh VRF systému.....	42
5	Návrh VRF systému	44
5.1	Limity pri navrhovaní VRF systému	44
5.2	Zadávanie okrajových podmienok	45
5.3	Návrh potrubia	46
5.4	Návrh vnútorných jednotiek VRF systému	48
5.5	Návrh vonkajších jednotiek	53
6	Ekonomické porovnanie systémov.....	54
6.1	Porovnanie investičných nákladov.....	54
6.2	Prevádzkové náklady pôvodného riešenia.....	56
6.3	Prevádzkové náklady VRF systému.....	57
7	Záver.....	60
	Zoznam použitej literatúry	62

Zoznam použitých skratiek a symbolov	64
Zoznam príloh.....	66

1 Úvod

Pri neustále rastúcich cenách energií sa stáva energetická náročnosť budov stále častejšou témou diskusie. V tejto oblasti je dôležitý najmä správny výber a návrh systému na vykurovanie a chladenie. Problémom je však určiť, ako sa bude systém správať počas bežnej prevádzky a nie len v extrémnych stavoch, na ktoré je štandardne navrhnutý.

Z toho dôvodu je vhodné zaoberať sa exaktnými metódami, ktoré sú schopné odhaliť efektívny systém vykurovania a ochladzovania pre konkrétnu inštaláciu ešte vo fáze energetickej štúdie. Software pre simuláciu energetických systémov, TRNSYS, je možné za takúto metódu pokladať. Simulačné prostredie TRNSYS obsahuje nástroj TRNBuild určený na zadávanie vstupov pre model viac-zónovej budovy, ktorý je použitý v praktickej časti.

V diplomovej práci je porovnávaná energetická a ekonomická náročnosť dvoch technológií vykurovania a chladenia na jednom kancelárskom poschodí konkrétnej budovy. V prvom prípade to je strojné chladenie s rozvodom chladnej a teplej vody po budove do stropných kazetových konvektorových jednotiek. V druhom prípade troj-trubkový VRF systém (Variable Refrigerant Flow), systém s premenným tokom chladiva, ktorý disponuje funkciou prečerpávania tepla medzi jednotlivými zónami. Prečerpávanie tepla je prednosť, ktorej výhoda je sledovaná pri vyhodnocovaní energetickej simulácie.

Výstupom diplomovej práce je ekonomické porovnanie spomínaných dvoch systémov pre klimatizáciu kancelárií, ako po stránke investičnej, tak po stránke prevádzkových nákladov.

2 Chladiace zariadenia

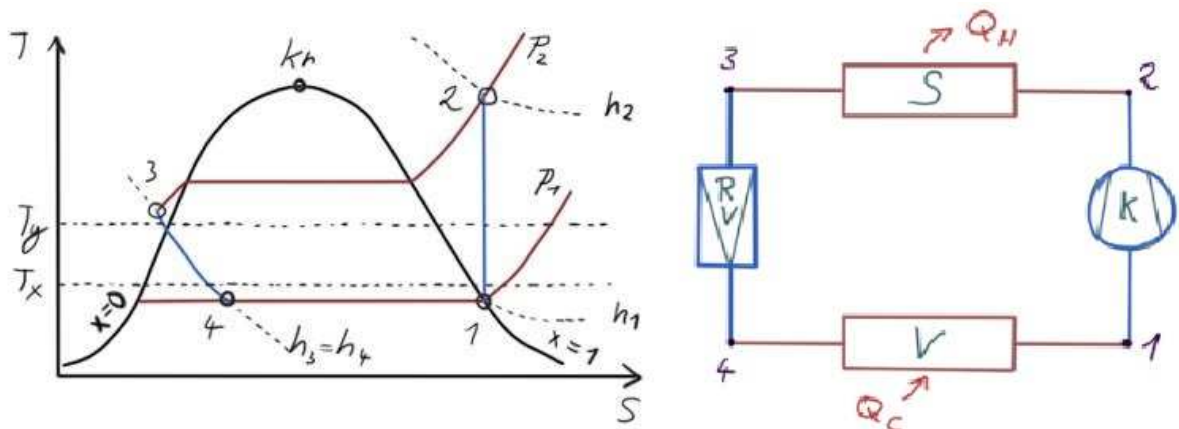
2.1 Strojné chladienie

Hlavnými dôvodmi, prečo sú dnes klimatizácie tak rozšírené sú ich komfortná prevádzka a priestorová nenáročnosť.

Na chladienie je možné využívať chladnejšiu látku, čo je termodynamický dej, alebo využiť strojné chladienie za využitia kompresoru alebo absorpčného zariadenia, čo sú tepelné cykly. V tejto práci sa budem zaoberať kompresorovými chladiacimi zariadeniami pracujúcimi s chladivom R410A v na základe obráteného Rankin-Clasiusového cyklu.

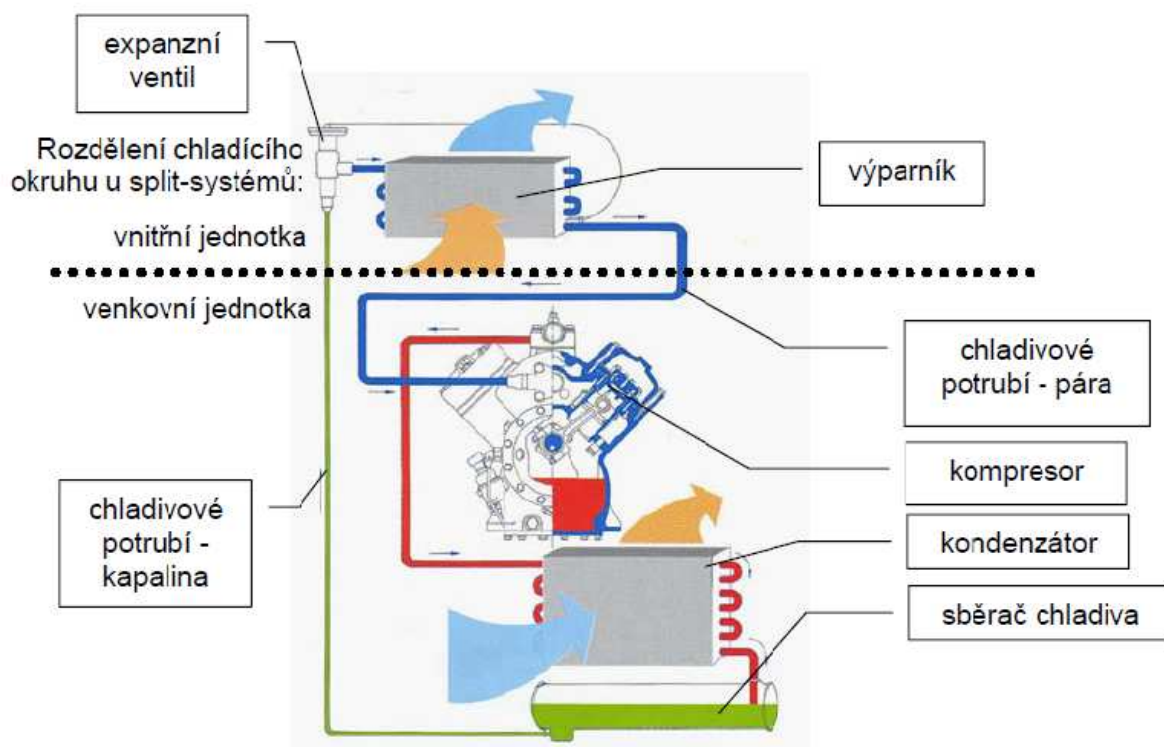
Popis dejov prebiehajúcich v kompresorovom chladiacom zariadení:

1. Pary chladiva o stave 1 sú izoentropicky stlačované kompresorom na stav prehriatej pary 2 o vyššej teplote.
2. Para vstupuje do kondenzátoru, kde izobaricky odvádza teplo Q_H chladivu do okolitého prostredia. Za kondenzátorom sa dostaneme na stav 3, ideálne v oblasti kvapaliny.
3. Následne dôjde v redukčnom ventile RV ku škrteniu, tento dej je nahradzovaný izoentalpickým dejom, teda $h_4 = h_3$. Škrtenie spôsobí ochladenie chladiva. Teda dostávame sa na stav 4 do oblasti mokrej pary.
4. Mokrú paru vstupuje do výparníku V, kde dôjde k vyparovaniu chladiva v dôsledku prenosu tepla Q_C z ochladzovanej látky do chladiva (ochladzovaná látka má vyššiu teplotu ako je teplota za výparníkom) [1].



Obr. 2.1 naľavo: T-s diagram kompresorového chladiaceho cyklu
napravo: Schéma kompresorového chladiaceho zariadenia
 T_y – teplota okolitého prostredia, T_x – teplota ochladzovanej látky,
 Q_H – kondenzačné teplo, Q_C – výparné teplo [1]

Chladivové klimatizácie využívajú základnú verziu kompresorového chladiaceho okruhu. Jedná sa o systém, ktorý prešiel v posledných dekádach mnohými zmenami. Najmä zavedením špirálových (scroll) kompresorov a modernejších chladív (dnes hlavne R410A) šetrných ku životnému prostrediu a ozónu. V dnešnej dobe sú chladivové systémy schopné poskytnúť viac možností a komfort ako systémy vodného chladenia.



Obr. 2.1 Schéma chladiaceho okruhu a jeho rozdelenie u split systémov [3]

2.2 Predstavenie VRF

Tento systém bol pôvodne vyvinutý v Japonsku pred viac ako dvomi desaťročiami. Dnes približne polovica stredných komerčných budov a jedna tretina veľkých komerčných budov v Japonsku používa systémy VRF. [2]

Skratka VRF značí Variable Refrigerant Flow, v preklade variabilný tok chladiva, čo je aj jednou z kľúčových vlastností tohto systému.

VRF systémy šetria miesto tým, že chladivo je vedené rovno do vnútorných jednotiek v rôznych zónach alebo miestnostiach. Tok chladiva do jednotlivých jednotiek je regulovaný podľa ich aktuálnej potreby. Typicky VRF systém obsahuje viacero vnútorných jednotiek spojených s vonkajšou kondenzačnou jednotkou. Vnútorné jednotky môžu plniť úlohu výparníka v chladiacom režime alebo kondenzátora vo vykurovacom režime.

Modulárna štruktúra robí VRF systém veľmi flexibilný v širokom rozsahu výkonov, keď sa obsadenosť a požiadavky na chladenie/vykurovanie v budove menia.

Výhodou VRF systému je tiež nižšia hmotnosť komponentov v porovnaní s ostatnými typmi chladivových zariadení, čo znamená menšie nároky na statiku budov a menšie rozmery umožňujú montáž bez žeriavov iných ťažkých zariadení.

Ak je použitá vzduchotechnika len na vetranie v kombinácii s vnútornými chladivovými jednotkami, rozmery vzduchových rozvodov môžu byť významne znížené, a tým aj náklady s búracími prácami a zastavaným priestorom spojené.

Systémy VRF sú vhodné na veľkú škálu projektov, predovšetkým však na tie, kde je mnoho miestností alebo zón s rôznym využitím počas dňa a rôznou požadovanou teplotou. To zahŕňa napríklad kancelárske budovy, hotely, nemocnice, školy alebo historické budovy, kde nie je možné vykonávať stavebné úpravy.

Investičné náklady pre VRF sú veľmi variabilné. Sú o 5 až 20 % vyššie ako u vodného chladenia (chillerov) pre rovnaké výkony. Avšak rozdiel nákladov je závislý na konkrétnej aplikácii, regióne inštalácie, kde hrajú rolu vysoké dovozné clá.[4] Pre novostavby sú investičné náklady porovnateľné s vodným chladením (chillermi). Na druhej strane, ak má budova rozvody vody zo zastaralého systému chillerov, takje výhodnejšie investovať do náhrady chillera. Vyššia cena je z dôvodu dlhého vedenia chladiva a množstva vnútorných výmenníkov s reguláciou. Pre vyššie investičné náklady mnoho vlastníkov budov nemá motiváciu pre zakúpenie systému VRF aj napriek krátkej dobe návratnosti a často sú skeptickí ohľadom nižších faktúr za energie.

Existujú však aj tradičné systémy na zaistenie komfortu vnútorného prostredia, v ktorých je možné zároveň v niektorých zónach vykurovať a iných chladieť počas prechodných období (jar/jeseň) pomocou štvor-trubkovej sústavy s dvoma zdrojmi (jeden pre teplo, druhý pre chlad).

2.3 Riadenie výkonu

Každá vnútorná jednotka používa LEV (linear expansion valve alebo liquid expansion valve) v preklade expanzný lineárny ventil [5] alebo ventil kvapalného chladiva pre reguláciu dodávky chladiva, ktorá korešponduje s požiadavkou daného priestoru na chladenie alebo vykurovanie. Vonkajšia jednotka tiež reguluje svoj výkon, teda aj prietok chladiva systémom, na základe požiadaviek od vnútorných jednotiek.

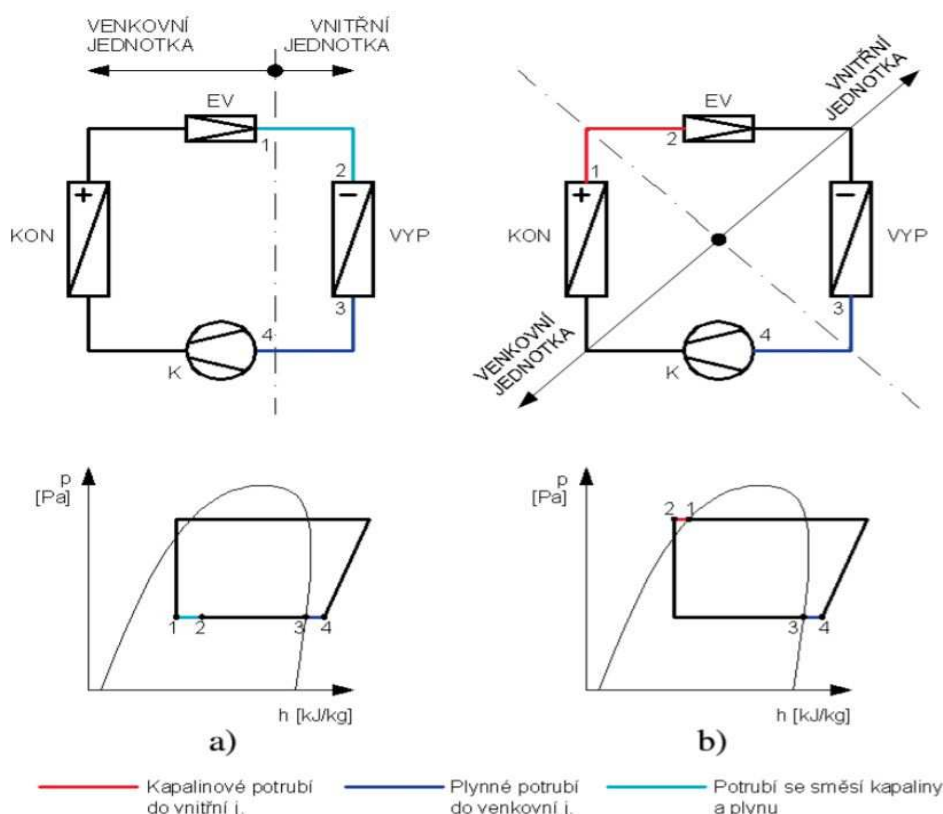
V komerčných zariadeniach sú používané viaceré stratégie pre reguláciu výkonu vonkajších jednotiek:

- Výmenník rozčlenený na sekcie,
- Kompresory vonkajšej jednotky poháňané elektromotorom s frekvenčným meničom (inverter)
- Viacero kompresorov – zopnutie podľa aktuálnej potreby,
- Pohon ventilátorov je pomocou EC (Electronically Commuted, prekl.: elektronicky komutované) motorov alebo elektromotorov s frekvenčným meničom,
- Dve alebo viacero vonkajších jednotiek zapojených v jednom VRF systéme.

V systémoch s väčším výkonom vonkajšie jednotky obsahujú viacero kompresorov, z ktorých je minimálne jeden invertorový, čo umožňuje optimalizovať účinnosť pri čiastočnom zaťažení. Kompresor je riadený na základe sledovania cieľovej výparnej teploty alebo prehriatia chladiva.

2.3.1 Umiestnenie expanzného ventilu

V porovnaní so split a multisplit systémom, ktorý má expanzný ventil umiestnený vo vonkajšej jednotke, VRF systém má expanzné ventily vo vnútorných jednotkách. To znamená, že kvapalinové potrubie vedie chladivo pri vysokom tlaku, ktoré je potrebné účinnejšie izolovať. Expanzné ventily umiestnené vo vnútorných jednotkách bývajú zdrojom mierneho hluku, čo býva bodom sťažností užívateľov. [11] Niektorí výrobcovia preto majú vo svojom sortimente externý expanzný ventil, ktorý sa najčastejšie umiestňuje do chodby, kde mierny hluk nie je prekážkou.[10]



Obr. 2.1 Umiestnenie expanzného ventilu [11]

a) Split a multisplit systémy

b) VRF systémy (K -kompresor, EV-expanzný ventil, KON-kondenzátor, VYP-výparník)

2.4 Prevádzka chladienia

Vnútorne jednotky VRF systému sú navrhnuté tak, aby boli schopné prevádzky za premenlivých požiadaviek na chladiaci výkon v danej zóne. V chladiacom móde LEV vnútornej jednotky je riadený tak, aby zaistil cieľovú hodnotu prehriatia chladiva alebo teplotu výparníku. Expanzný ventil pracuje nezávisle v každej vnútornej jednotke. Celkový dostupný chladiaci výkon je ovplyvňovaný počtom vnútorných jednotiek v chladiacom režime, tepelnou záťažou zóny a teplotno-vlhkostnými podmienkami vonkajšieho a vnútorného vzduchu [5].

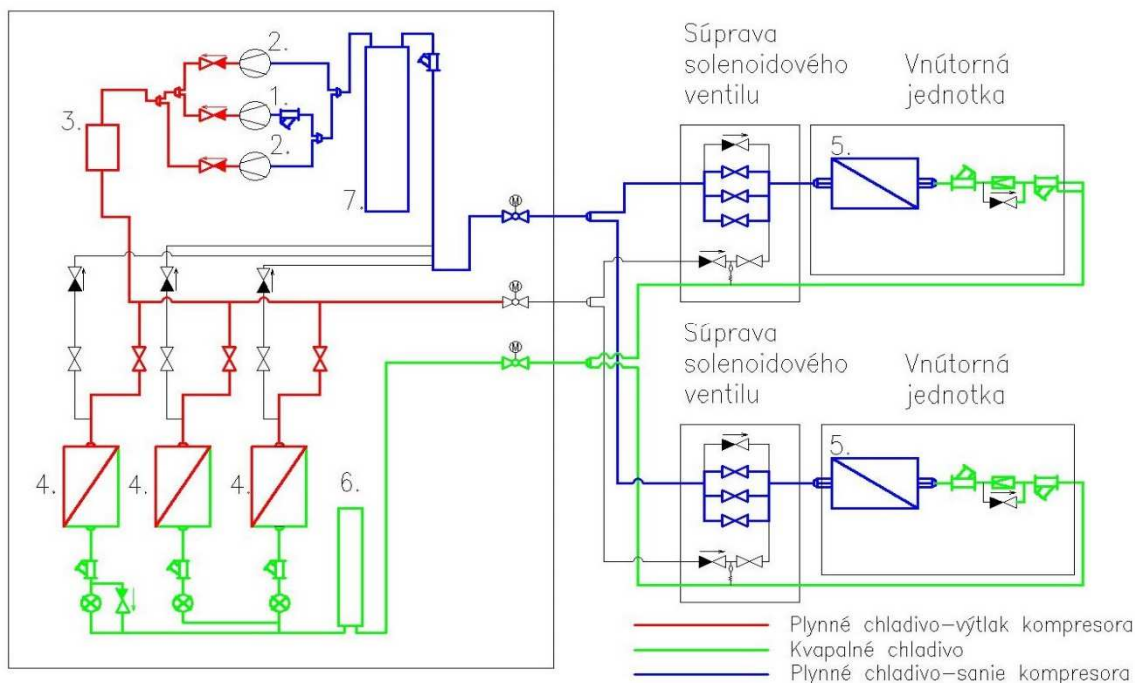
Tab. 2.1 Popis schematických značiek

ARMATÚRY :

	KOHÚT GULOVÝ S POHONOM
	FILTER
	ELEKTRONICKÝ EXPANZNÝ VENTIL
	SPÄTNÁ KLAPKA PRIECHODNÁ V SMERE ŠÍPKY
	ELEKTRONICKÝ REGULAČNÝ VENTIL
	ROZBOČKA (REFNET)
	ELEKTROMAGNETICKÝ VENTIL

VONKAJŠIA JEDNOTKA

VNÚTORNÉ JEDNOTKY



Obr. 2.2 Schéma VRF systému - 100% vnútorných jednotiek v režime chladenia

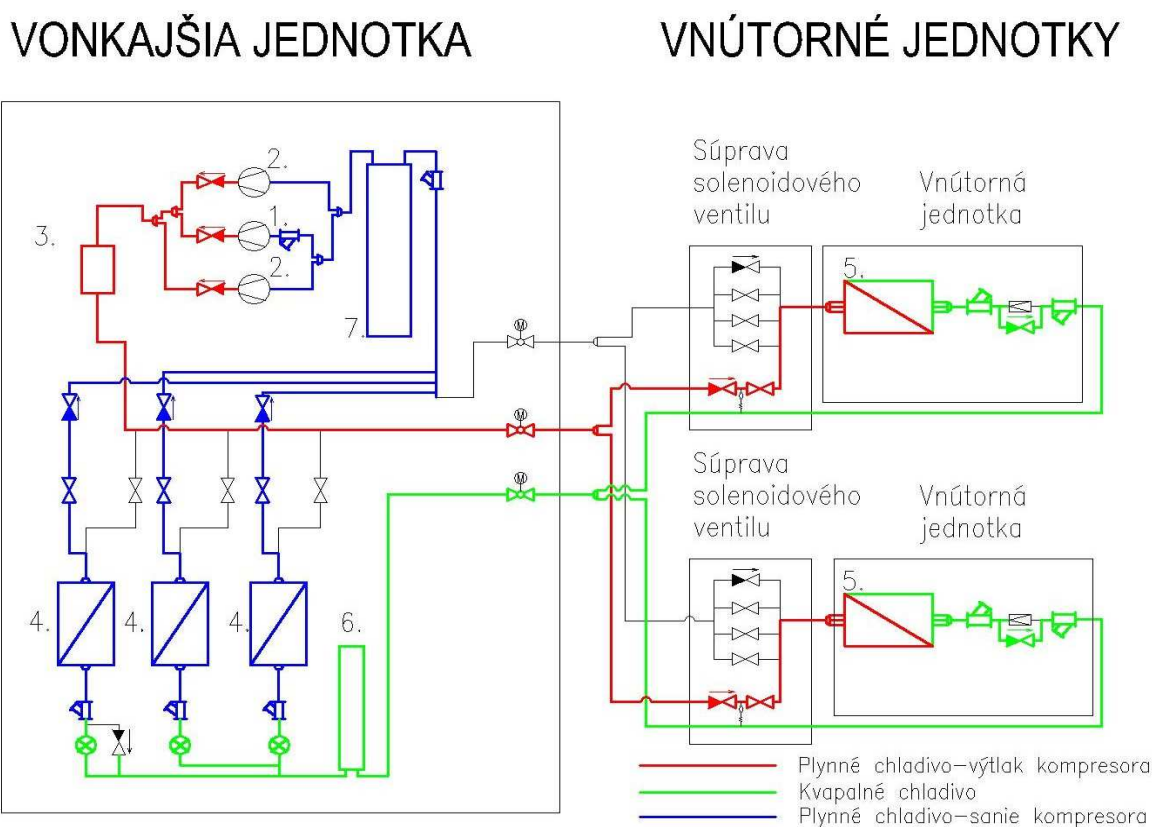
Tab. 2.2 Popis častí VRF systému

č.	Popis
1.	Kompresor s frekvenčným meničom (inverter)
2.	Kompresor s ON/OFF reguláciou
3.	Odlučovač oleja
4.	Výmenník vonkajšej jednotky
5.	Výmenník vnútornej jednotky
6.	Zásobník chladiva
7.	Odlučovač kvapalného chladiva

2.5 Prevádzka vykurovania

Vo vykurovacom režime je LEV ventil vnútornej jednotky regulovaný pre dosiahnutie podchladenia chladiva. Počet vnútorných jednotiek vo vykurovacom režime, aktuálny výkon potrebný na vykurovanie a tepelno-vlhkostné podmienky, pri ktorých pracujú vonkajšie a vnútorné jednotky, ovplyvňujú celkový výkon na vykurovanie systému.

Elektronický expanzný ventil vo vonkajšej jednotke sa otvára a zatvára (riadi prietok chladiva) v závislosti na prehriatí na saní do kompresora, expanzný ventil je riadený tak, aby bola dosiahnutá cieľová hodnota prehriatia. Vonkajšia jednotka riadi výkon zmenou prietoku chladiva [5].



Obr. 2.3 Schéma VRF systému - 100% vnútorných jednotiek v režime vykurovania

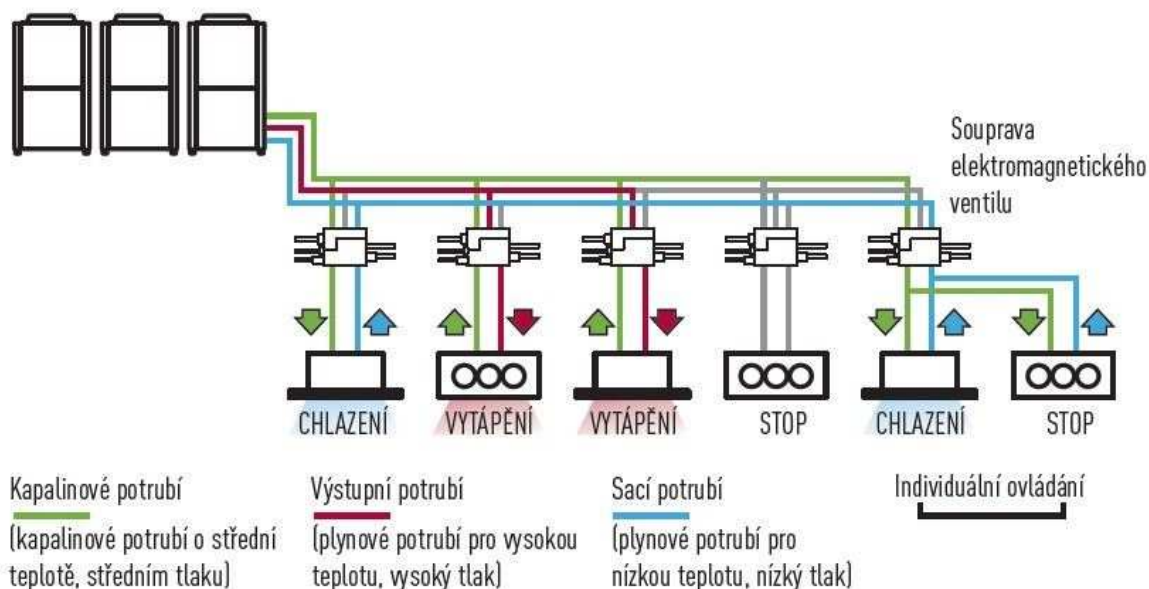
2.6 Prevádzka v režime prečerpávania tepla

V tomto systéme (viď obr.2.4 a 2.5) je možné niektoré vnútorné jednotky prevádzkovať v režime chladenia a iné vo vykurovacom režime zároveň, v závislosti na požiadavkách jednotlivých miestností. Výhoda tohto systému je hlavne v možnosti využitia tepla odčerpaného z miestností, kde je nastavený chladiaci režim do miestnosti s požiadavkou na vykurovanie.

Troj-trubkový VRF systém má kvapalinové, výstupné a sacie potrubie z vonkajšej jednotky. Každá vnútorná jednotka je týmito tromi trubicami prepojená s vonkajšou jednotkou prostredníctvom súpravy solenoidového ventilu (z angl. Solenoid valve kit).

Vnútoraná jednotka umiestnená v priestore, v ktorom vznikla požiadavka na chladenie, otvára v solenoidovom ventile kvapalnú a saciu dráhu a má funkciu výparníka.

Vnútoraná jednotka umiestnená v priestore, v ktorom vznikla požiadavka na kúrenie, otvára v solenoidovom ventile výstupnú a kvapalnú dráhu a má funkciu kondenzátora.

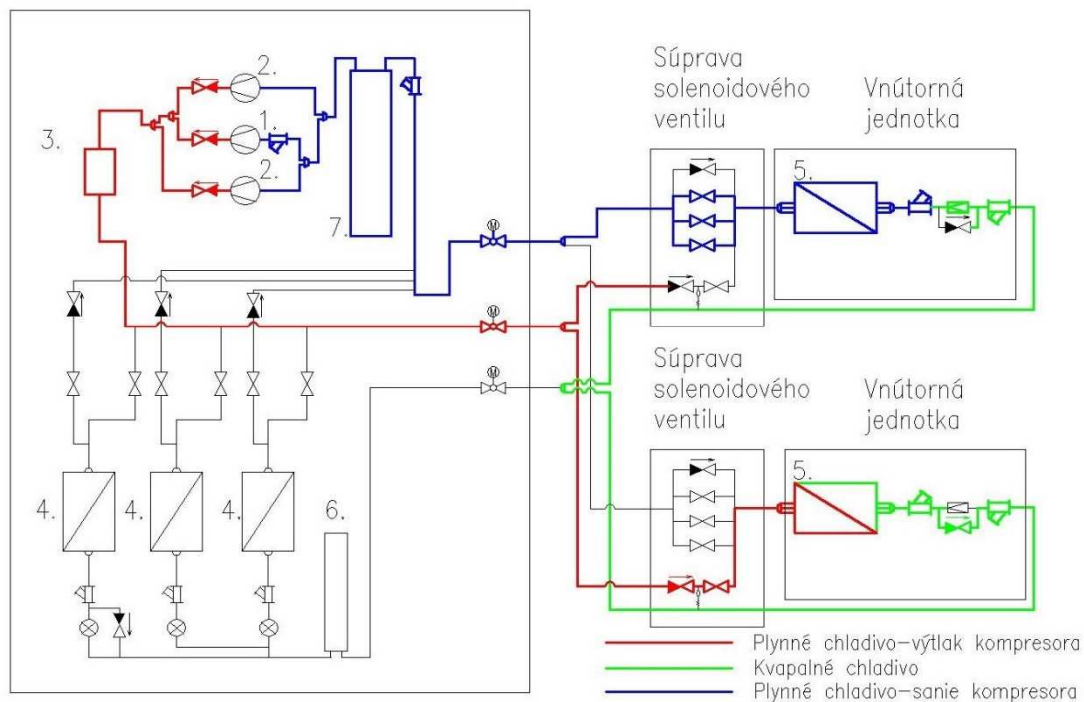


Obr. 2.4 Principiálna schéma 3-trubkového VRF systému [10]

Funkcia prečerpávania tepla alebo aj heat recovery slúži na prevádzkanie tepla z jednej zóny do inej, a tým sa znižuje energetická náročnosť systému. Vonkajšia jednotka pracuje v režime, v ktorom pracuje väčší výkon vnútorných jednotiek. Prečerpávanie tepla je obvyklé v prechodových obdobiach, ale môže sa vyskytnúť aj celoročne pri špecifických podmienkach (Např. pokiaľ má budova odlišné profily tepelnej záťaže a tepelných strát – miestnosti s vonkajšou stenou a miestnosti bez nej alebo budovy so severo-južnou orientáciou)[5].

VONKAJŠIA JEDNOTKA

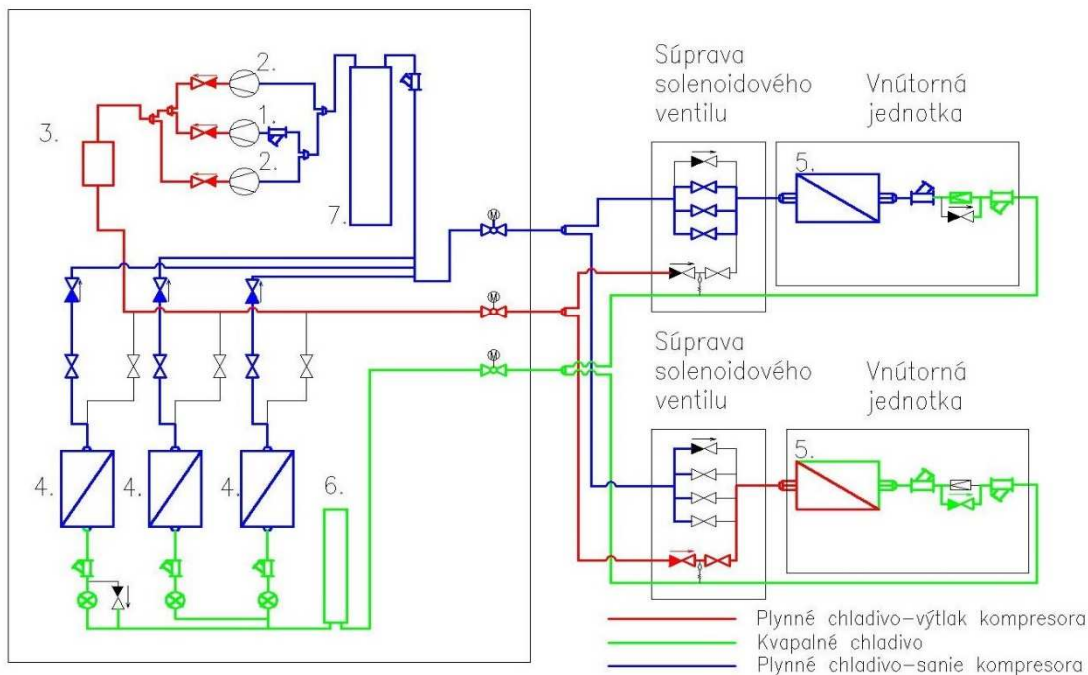
VNÚTORNÉ JEDNOTKY



Obr. 2.5 Schéma VRF systému - 50% výkonu vnúťorných jednotiek v režime vykurovania a 50% v režime chladenia

VONKAJŠIA JEDNOTKA

VNÚTORNÉ JEDNOTKY



Obr. 2.6 Schéma VRF systému - 75% výkonu vnúťorných jednotiek v režime vykurovania a 25% v režime chladenia

2.7 Prevádzka počas odmrazovania výmenníkov vonkajších jednotiek

Počas prevádzky v režime vykurovania sa za istých tepelno-vlhkostných podmienok vonkajšieho vzduchu môže na výparníku tvoriť námraza, ktorá znižuje možný tepelný tok zo vzduchu do výparníka. Tento stav rieši odmrazovací cyklus (angl. defrost cycle).

Na odmrazovanie existuje viacero prístupov:

- a) Detekcia námrazy poklesom meranej teploty na sacom potrubí a nízkou meranou vonkajšou teplotou.
- b) Odmrazovanie nastáva po pevne stanovenom časovom úseku na základe rozdielu medzi vonkajšou teplotou a teplotou chladiva.

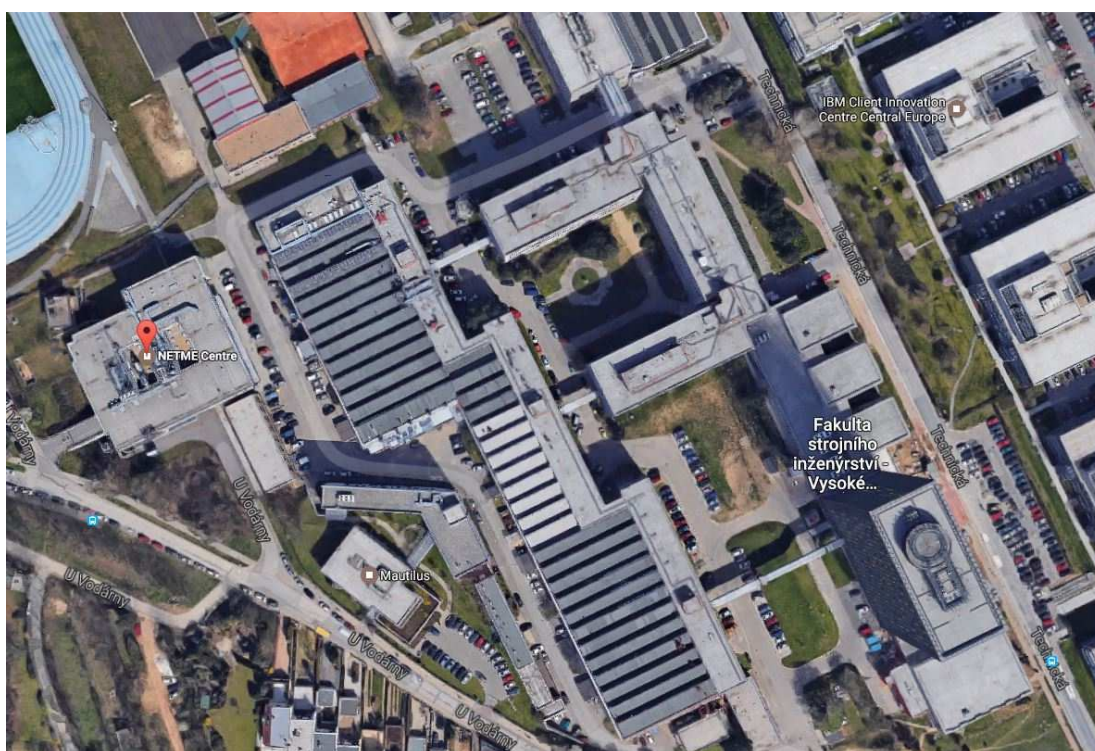
Ak nastanú podmienky pre odmrazovanie, vykurovací režim sa zastaví a na štvor-cestnom ventile vo vonkajšej jednotke riadiaci systém prepne režim. Horúce pary z kompresora idú rovno do výmenníku vonkajšej jednotky a námraza na výmenníku sa topí. Vnútorne jednotky sú počas odmrazovania vypnuté, čím sa obmedzí nechcené ochladenie vnútorných priestorov. Niektorí výrobcovia poskytujú možnosti ako režim odmrazovania prečkať bez zníženého tepelného komfortu. Napríklad výrobca Daikin má v sortimente akumulátor tepelnej energie s PCM materiálom ktorý je používaný na odmrazovanie, takže nie je nutné odvádzať teplo z vykurovaného priestoru.

3 Energetická simulácia

Predložená diplomová práca rieši energetickú simuláciu pomocou simulačného nástroja TRNSYS. Predmetom simulácie je jedno poschodie vo štvor podlažnom objekte západnej časti areálu FSI VUT v Brne. Jedná sa o budovu NetME Centre, ktorá slúži na výuku a výskum na Fakulte strojného inžinierstva.

V tejto kapitole je popísaný postup zadávania vstupov do simulačného prostredia, ďalej budú uvedené všetky vplyvy, ktoré boli uvažované a na záver budú výsledky porovnané s výsledkami z výpočtového programu Protech, ktorý pracuje podľa normy ČSN EN 12 831. Klimatické dáta použité pri simulácii boli podľa reality pre Brno.

Pre vyhodnotenie nás bude zaujímať, aký priebeh majú výstupné hodnoty požadovanej energie na vykurovanie a chladenie, kde bude vyhodnotený ich prienik – využitie prečerpávania tepla medzi zónami.



Obr. 3.1 Poloha objektu NETME Centre v areáli VUT FSI

3.1 Popis posudzovaného objektu

Cieľom energetickej simulácie bolo 4. nadzemné podlažie, ktoré obsahuje predovšetkým kancelárie a laboratória s veľkými presklenými plochami, sklady, dielne a zasadačky. Podlažie je oddelené od zvyšku budovy 3.NP, ktoré tvorí podlažie parkoviska. Konštrukcia je riešená ako viacpodlažný montovaný železobetónový skelet.

3.2 Popis existujúcej technológie na vykurovanie a chladenie

V 4.NP je inštalovaný štvor-trubkový rozvod chladiacej a vykurovacej vody. V zázemí a na sociálnych zariadeniach je len vykurovanie pomocou doskových (KORADO RADIK VK) a rebríkových vykurovacích telies. V kanceláriách a v laboratóriách sú použité vodné kazetové jednotky, určené primárne na chladenie a podlahové kovektorové jednotky bez ventilátorov (BOKI FMK) pre vykurovanie. Chladiacim médiom pre fancoily je voda s teplotným spádom 9/15 °C. Chladiaca voda pre fancoily je oddelená doskovým výmenníkom od etylén-glykolového okruhu chillera. Teplotný spád vykurovacej vody je max. 75/55 °C, teplota je závislá na teplote vonkajšieho vzduchu – je ekvitermická.

Celoročná účinnosť systému na zaistenie tepelnej pohody prostredia je závislá na mnohých faktoroch, ako napríklad: profil obsadenosti budovy, orientácia na svetové strany, lokálne návrhové a klimatické podmienky, stratégie pre nakladanie s odpadovým teplom. [5]

3.3 Popis konštrukcií

4.NP je materiálovo a konštrukčne odlišný od ostatných podlaží, pôdorysne z troch strán predsadený vzhľadom na spodné podlažia. Pohľad v predsadení je tvorený sendvičovými panelmi fy Trimoterm s izoláciou z minerálnej vlny hr. 200 mm, rovnako ako opláštenie. Konštrukčná výška podlažia je 4,05m. Všetky miestnosti sú vybavené SDK podhl'adom – svetlá výška je 2,8m. V plášti sú osadené pásové okná so súčiniteľom prestupu tepla $U = 1,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Na tomto podlaží sú uprostred dve presklené átriá s výškou pásových okien 2,3 m. Nasledovať bude výpis konštrukcií a ostatných hodnôt použitých pri výpočtoch a simuláciách. Tepelná kapacita je uvedená len pri konštrukciách, kde je uvažovaná akumulácia. V tabuľke 3.3 sú uvedené výsledné súčinitele prestupu tepla.

Pre výpočet súčiniteľov prestupu tepla a odporov medzi vzduchom a jednotlivými konštrukciami je použitý nasledujúci vzťah:

$$R_v = \frac{1}{\alpha_i} \quad (3.1)$$

kde R_v $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ tepelný odpor pri prestupe tepla medzi vzduchom a povrchom konštrukcie
 α_i $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ súčiniteľ prestupu tepla medzi vzduchom a povrchom konštrukcie

Tab. 3.1 Prehľad použitých súčiniteľov prestupu tepla a odporov medzi vzduchom a konštrukciami[6]

Názov	Súčiniteľ prestupu tepla	Tepelný odpor
Symbol	α_i	R_i
jednotka	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$
Z vnútornej strany		
Horizontálne	7,69	0,13
Vertikálne - smerom dolu	5,9	0,17
Vertikálne - smerom hore	10	0,1
Z vonkajšej strany		
Všetkými smermi	25	0,04

Tab. 3.2 Tepelno-technické vlastnosti konštrukcií

Označenie konštrukcie	Názov vrstvy	d [m]	λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	R [m ² ·K·W ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	c [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Obvodová stena	Panely Trimoterm FTV	0,20	0,04	4,82	-	-
Podlaha	marmoleum - lepené	0,01	0,19	0,03	-	-
	samonivelačná stierka	0,01	0,16	0,03	-	-
	samonivelačný anhydritový poter	0,06	0,16	0,34	2100	1020
	kročajová izolácia z minerálno-vláknitých dosiek	0,05	0,08	0,63	150	1150
	železobetónové stropné panely	0,12	1,58	0,07	2400	1020
	tepelná izolácie z minerálnych vlákien	0,18	0,08	2,25	15	880
	podhled - SDK	0,03	0,05	0,60	-	-
Strecha	pochôdza ochranná protisklzová systémová fólia	0,002	0,19	0,01	-	-
	fóliová krytina z mäkkého PVC	0,002	0,19	0,01	-	-
	tepelná izolácia z dosiek z minerálnych vlákien	0,18	0,05	3,60	-	-
	trapézový plech	0,001	50,00	0,00	-	-
Vnútoraná stena	SDK 12,5 mm	0,01	0,22	0,06	750	1060
	tepelná izolácie z minerálnych vlákien	0,13	0,08	1,56	15	880
	SDK 12,5 mm	0,01	0,22	0,06	750	1060

Z uvedených hodnôt boli vypočítané súčinitele prestupu tepla podľa vzťahu:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{si}} + \frac{d_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{so}}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (3.2)$$

kde: α_{si} $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ súčiniteľ prestupu tepla medzi vzduchom a konštrukciou z vnútornej strany,
 α_{so} $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ súčiniteľ prestupu tepla medzi vzduchom a konštrukciou z vonkajšej strany.

Tab. 3.3 Výsledné tepelné vlastnosti konštrukcii

Označenie konštrukcie	U $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	R $(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \text{W}^{-1}$
Obvodová stena	0,200	5,000
Podlaha	0,243	4,119
Strecha	0,264	3,786
Vnútoraná stena	0,517	1,933

3.3.2 Zadávanie konštrukcií do simulácie

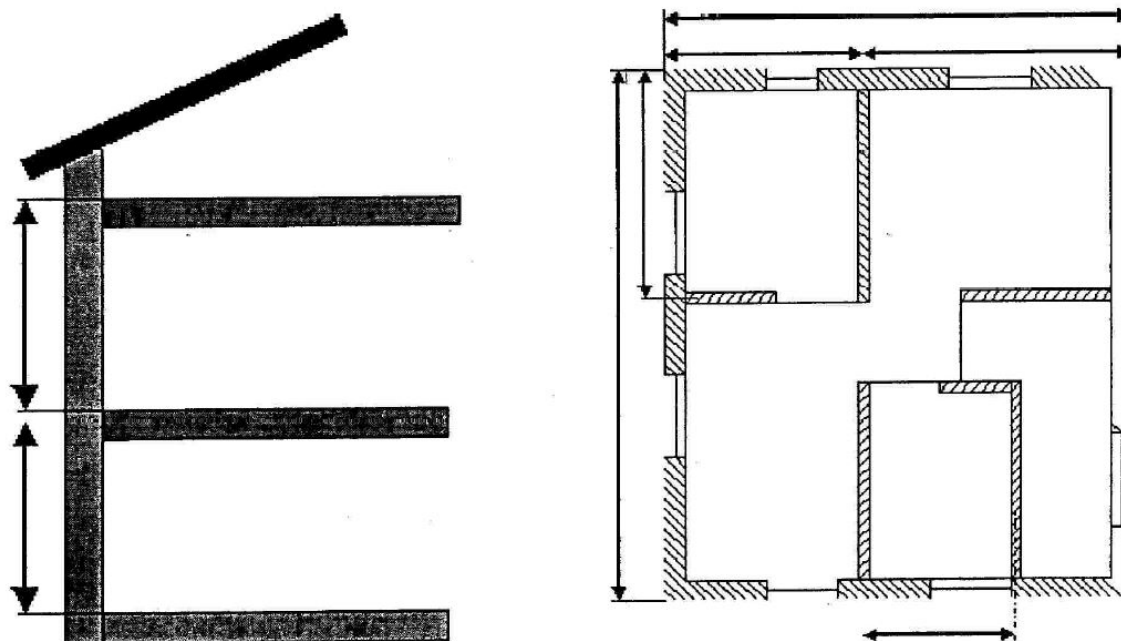
Je použitý multizonálny typ budovy – typ 56 b. Podlažie je rozdelené na zóny tak, ako je popísané v kapitole 3.5. Zóny sú navzájom tepelne ovplyvňované – je uvažovaný prestup tepla medzi spoločnými stenami. Zadávanie konštrukcií prebiehalo postupne od kancelárií po chodby, ktoré mali spoločné steny s okolitými miestnosťami – boli teda typu ADJACENT. V type ADJACENT je počítané pri prestupe tepla cez konštrukciu s teplotou miestnosti za stenou (t_{miest}). Obvodové steny z panelov Trimoterm FTV boli typu EXTERNAL, čiže sú priamo vystavené parametrom počasia a slnečnému žiareniu. Podlahy, ktoré susedia s parkoviskom na 3.NP sú typu BOUNDARY s teplotou vzduchu za konštrukciou ako u typu EXTERNAL, teda teplotou vonkajšieho vzduchu (t_{out}), ale bez vplyvu slnečného žiarenia. V stenách je počítané s akumuláciou, ak sú typu massive a ak nie je, sú typu massless.

Tab. 3.4 Prehľad parametrov konštrukcií zadávaných do simulácie

Označenie steny	Obvodová stena	Podlaha	Strecha	Vnútoraná stena
Typ steny	EXTERNAL	BOUNDARY	EXTERNAL	ADJACENT
Akumulácia	Massless	Massive	Massless	Massive
Teplota za konštrukciou	t_{out}	t_{out}	t_{out}	t_{miest}
Orientácia	Vertikálne - podľa projektu	Horizontálna	Horizontálna	Vertikálne - podľa projektu

3.4 Spôsob zadávania rozmerov konštrukcií

Pre výpočet potrebného výkonu na vykurovanie a chladenie a pri zadávaní rozmerov konštrukcií do programu TRNBuild boli rozmery konštrukcií zadávané podľa zjednodušenej výpočtovej metódy z normy ČSN EN 12831. Na Obr. 3.2 je názorne zobrazený spôsob zadávania rozmerov konštrukcií do výpočtového software.



Obr. 3.2 Príklady zadávaných rozmerov pri zjednodušenej výpočtovej metóde [6]

3.5 Rozdelenie poschodia na zóny

Delenie na zóny použité pri zadávaní konštrukcií do programu TRNBuild je na obr. 3.3. Zóny rešpektujú charakter využitia miestností, pomer veľkosti presklenia ku ploche stien, orientáciu presklených plôch na svetové strany a tvar miestností. Celkovo bolo podlažie rozdelené na 38 zón. Orientácia budovy na svetové strany je zrejmá z obrázku 3.3 a je popísaná v tabuľke 3.5 aj s azimutmi konštrukcií, ktoré boli použité pri simulácii. Chodby sú rozdelené na dve zóny, rešpektujúc ich stavebnú dispozíciu.



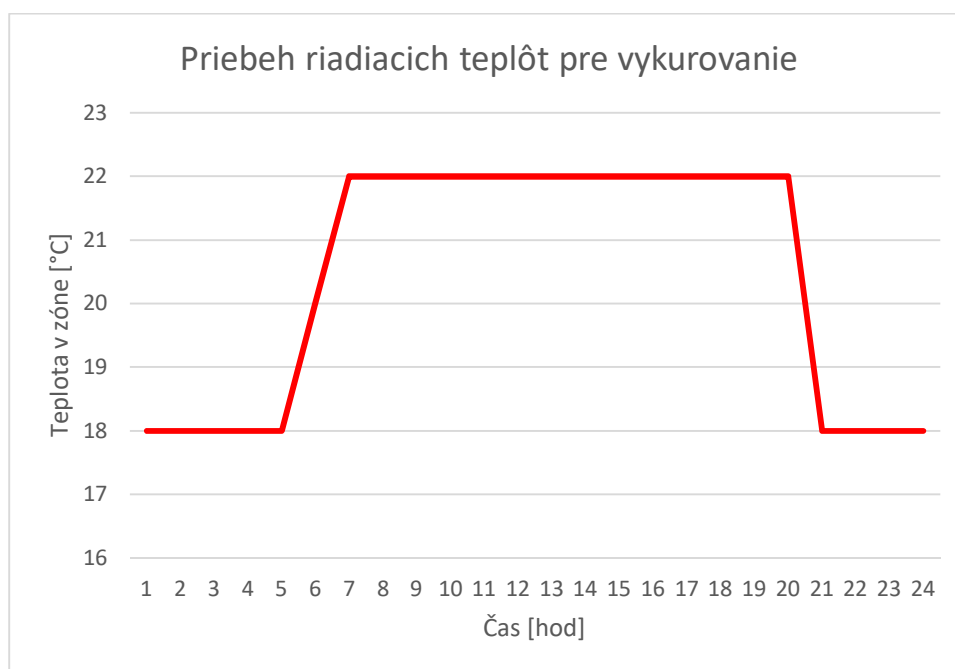
Obr. 3.3 Rozdelenie poschodia na zóny

Tab. 3.5 Hodnoty azimutov použité pri zadávaní konštrukcií do programu TRNBuild

Označenie smeru	Hodnota azimutu smeru	Sklon
65_90_JZ	65°	90°
155_90_SZ	155°	90°
245_90_SV	245°	90°
335_90_JV	335°	90°
HORIZONTAL	-	0°

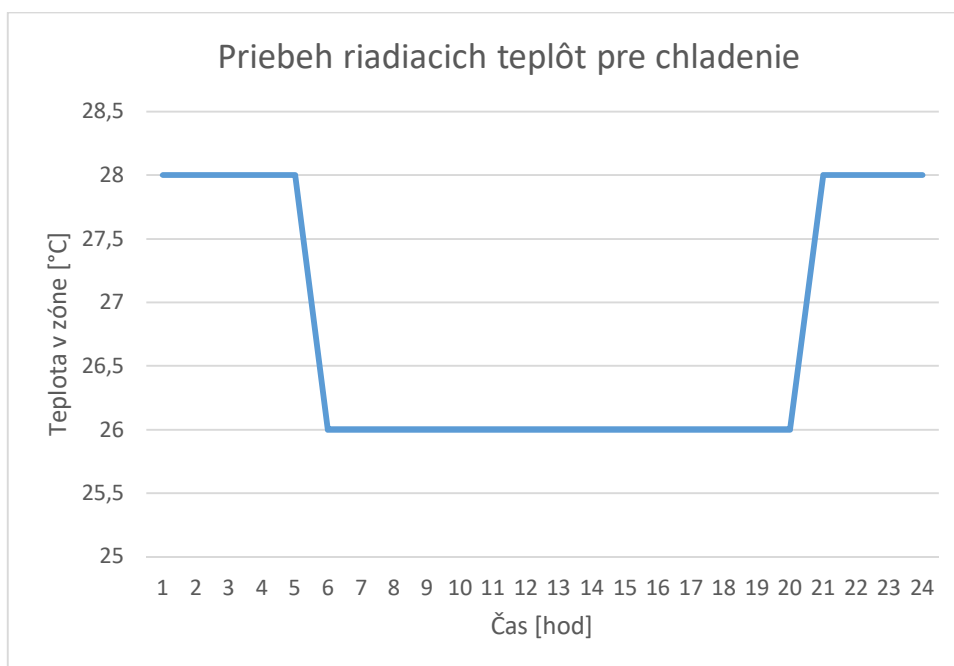
3.6 Profil vykurovania a chladenia

Vykurovanie je vo všetkých miestnostiach riadené podľa jedného profilu na 22 °C s víkendovými a nočnými útlmami na 18 °C. Najskôr bolo pracované so simuláciou, kde bola doba nábehu 1 hodina, tá sa však ukázala ako nevhodná, pretože neúmerne navyšovala potrebný výkon na vykurovanie podlažia, preto bol použitý čas nábehu dve hodiny. Výkon na vykurovanie a chladenie v jednotlivých zónach je neobmedzený (UNLIMITED).



Obr. 3.4 Profil vykurovacích teplôt počas týždňa

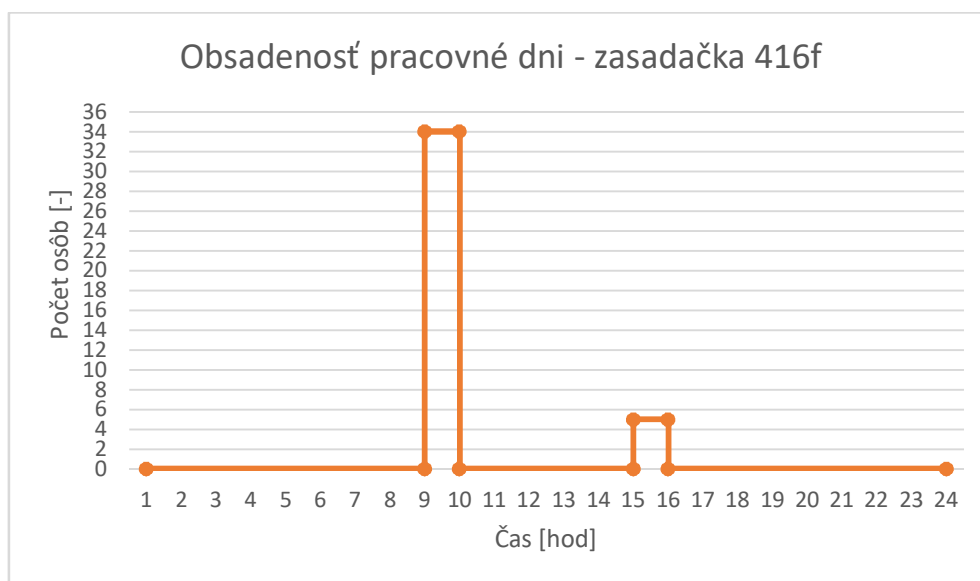
Chladienie je tak isto vo všetkých miestnostiach riadené jedným profilom na 26 °C s nočnými útlmami na 28 °C a víkendovými útlmami na 30 °C.



Obr. 3.5 Profil teplôt pre chladienie počas týždňa

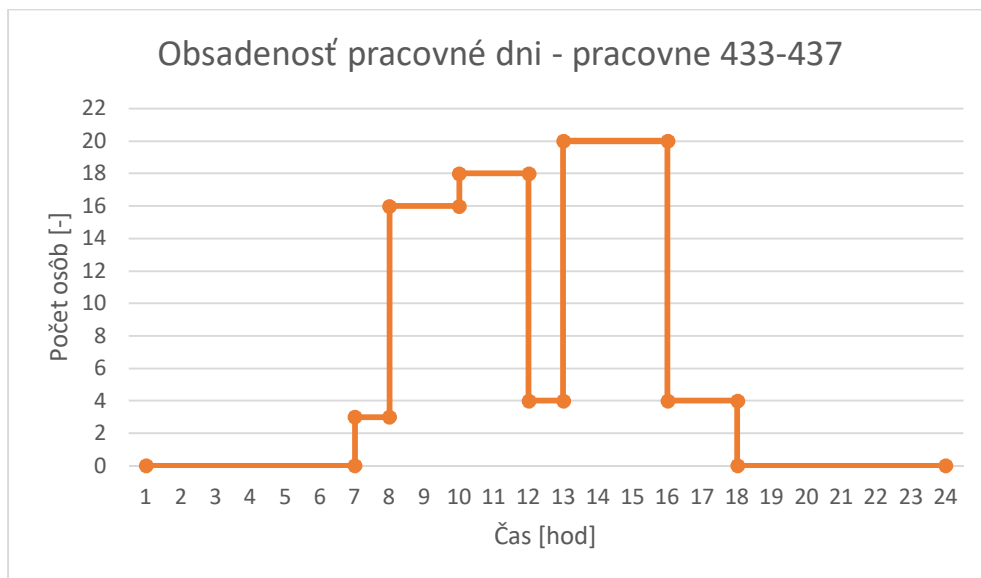
3.7 Profily obsadenosti zón

Pohyb osôb v rámci budovy má stochastický charakter, čiže ho je obtiažne postihnúť jednotným profilom pre všetky kancelárie. Preto má každá zóna svoj vlastný profil využitia. Kapacita kancelárií a ich využitie vychádza z Pasportizácie FSI, VUT v Brne. Cez víkendy je budova bez obsadenia. Na grafoch nižšie je vidieť niekoľko príkladov denného využitia miestností. Tepelný zisk od jednej osoby je 120 W a tepelný zisk od elektroniky na osobu je 200 W.



Obr. 3.6 Obsadenosť miestnosti 416f počas pracovných dní

Na nasledujúcom obrázku je zobrazená obsadenosť jednej zóny kancelárií, ktorých maximálna kapacita je 20 osôb podľa Pasportizace FSI, VUT v Brne.



Obr. 3.7 Obsadenosť kancelárií 433-437 počas pracovných dní

Osvetlenie v modeli je riadené logickou podmienkou, ktorá spína osvetlenie na základe prítomnosti osôb a limitného žiarenia na presklenú plochu miestnosti – tá bola po konzultácií stanovená na hodnotu $180 \text{ W}\cdot\text{m}^2$ a zisk tepla z osvetlenia je $9 \text{ W}\cdot\text{m}^2$ podlahovej plochy miestnosti.

- kde: $GT \quad GT$ je podmienka grather than (väčší ako),

kde: $ZIARENIE\ 155\ SZ\ [kJ\cdot hod^{-1}]$ je okamžitá hodnota žiarenia

- $$MERNY_ZISK_OSV = 9 \cdot 3.6 \quad (3.5)$$

- $$\begin{aligned} SVETLA_{411} = & LUDIA_{411} \cdot ZIARENIE_PODM_{155_SZ} \cdot \\ & NY_ZISK_OSV \end{aligned} \quad (3.6)$$

34

3.9 Prevádzka vzduchotechniky

Kancelárie sú vetrané prirodzene oknami, ostatné priestory sú vetrané nútené rovnako s potrebnou výmenou vzduchu v súlade s hygienickými predpismi a s prihliadnutím na spôsoby ich využitia. Kompletný prehľad miestností je uvedený v Prílohe 1. Účinnosť použitej rekuperácie je 84 %, ktorá je použitá do simulácie ako konštantná. Dohrev alebo dochladenie vzduchu je zabezpečené VRF systémom. Na obrázku 4.8 je v pôdoryse 4.NP vyznačené aký typ vetrania sa používa.

- Zelená farba – prirodzené vetranie oknami ($n=0,45 \text{ hod}^{-1}$), ku ktorému je pripočítaná infiltrácia pomocou konštanty $0,05 \text{ hod}^{-1}$. Vetranie v týchto miestnostiach je riadené na základe prítomnosti osôb v zóne. Teplota vetracieho vzduchu je zhodná s teplotou vonkajšieho vzduchu (t_{out}).
- Červená farba – nútené vetranie sociálnych zariadení. Odvetrávaný vzduch je nahradený čerstvým bez rekuperácie, čiže v simulácii je počítané s teplotou privádzaného vzduchu t_{out} , celú túto tepelnú stratu prípadne zisk nebudú vykrývať vnútorné jednotky priamo na sociálnych zariadeniach, ale aj tie na chodbách. Tieto zóny sú v rámci simulácie vetrané dvakrát denne intenzívne v rôznych časoch, kde bol sledovaný účinok vetrania na výsledný výkon potrebný na udržanie teplôt v zónach. Množstvá vzduchu sú stanovené podľa projektu, teda pre každé zariadenie:

Tab. 3.6 Množstvo vetracieho vzduchu

Zariadenie	Množstvo vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]
Umývadlo	50
WC	100
Pisoár	50
Výlevka	50

- Modrá farba – nútené vetranie s rekuperáciou. V simulácii je nútené vetranie riadené na základe obsadenosti miestností a u miestnosti, kde nebola zadaná kapacita osôb z pasportizácie, sú vetrané v určitých hodinách dňa, pre porovnanie vplyvu vetrania na výsledný maximálny výkon na vykurovanie a chladenie, ktorý je porovnaný s výsledným výkonom zdroja na vykurovanie podľa ČSN EN 12 831. Účinnosť rekuperácie je 84 % a je konštantná. Pre riadenie vetrania boli použité podmienky:

- Pre teplotu privádzaného vzduchu:

$$TEMP_REK_411 =$$

$$0,84 \cdot (ROOM_TEMP_411 - AMBIENT_TEMP) + AMBIENT_TEMP \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (3.7)$$

kde: $ROOM_TEMP_411 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$ je teplota vzduchu v zóne

$AMBIENT_TEMP \text{ [}^{\circ}\text{C]}$ je teplota vonkajšieho vzduchu

- Pre násobnosť výmeny vzduchu v zóne:

$$OBJEM_VZT_411 = OSOBY_411 \cdot 0,66 \text{ [} \text{hod}^{-1} \text{]} \quad (3.8)$$

kde: $OSOBY_411 [-]$ je okamžitý počet osôb v zóne

$0,66 \text{ [} \text{hod}^{-1} \text{]}$ je násobnosť výmeny vzduchu v zóne

Násobnosť výmeny vzduchu je prepočítaná pre každú zónu zvlášť tak, aby sedela so skutočnou výmenou vzduchu uvedenou v Prílohe 1.

Teplota a objem vetracieho vzduchu sú privedené na vstupy vetrania (Ventilation) pre každú zónu. Zóny, ktoré používajú prirodzené vetranie, používajú vstupy (Inputs) z infiltrácie (Infiltration).



Obr. 3.8 Pôdorys 4.NP - vetranie

4 Vyhodnotenie výsledkov simulácie

Kapitola je venovaná vyhodnoteniu výsledkov simulácie a ich porovnaniu s výslednými hodnotami menovitého výkonu vykurovania pri výpočtových podmienkach podľa normy ČSN EN 12 831.

4.1 Porovnávacie testovanie

Vyhodnocovanie správnosti výsledkov bude vykonávané porovnaním s celkovými výslednými hodnotami tepelných strát pre zóny vypracovaných v programoch Protech. Ako prvé budú porovnané celkové tepelné straty pre výpočtové podmienky. Vonkajšia výpočtová teplota je prebraná zo súboru počasia TMY2 pre Brno z času, kedy sa vyskytla extrémna požiadavka na vykurovanie. Do výpočtových programov boli zadané tieto okrajové podmienky:

Tab. 4.1 Okrajové podmienky pre výpočtové programy

Veličina	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výpočtová vonkajšia teplota	θ_e	-13,6	°C
Výpočtová vnútorná teplota	$\theta_{int,i}$	22	°C
Množstvo vetracieho vzduchu pre zóny	Podľa kapitoly 4.9		

Výsledné hodnoty z výpočtového programu Protech sú uvedené v Prílohe 2.

Vzťah pre celkovú tepelnú stratu objektu [6]:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i} \quad [W] \quad (4.1)$$

kde

$\Phi_{HL,i}$	Celkový návrhový tepelný výkon [W]
$\sum \Phi_{T,i}$	Súčet tepelných strát prestupom tepla všetkých vykurovaných priestorov [W]
$\sum \Phi_{V,i}$	Súčet tepelných strát vetraním vykurovaných priestorov [W]
$\sum \Phi_{RH,i}$	Súčet tepelných príkonov na zákur všetkých vykurovaných priestorov [W]

Tepelný výkon na zákur:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} \quad [W] \quad (4.2)$$

kde

A	Podlahová plocha [m ²]
f_{RH}	Korekčný faktor zakúrenia [W·m ⁻²]

V našom prípade uvažujeme teplotný útlm na 18°C a dobu zákuru 2 hodiny. Pôvodne bola v simulácii doba zákuru 1 hodina, ale to si vyžadovalo neúmerne vyšší výkon na zakúrenie. Vzhľadom na ľahký obvodový plášť sa predpokladala nízka hmotnosť budovy. Následne bol z normy ČSN EN 12 831, respektíve z programu Protech, zvolený súčiniteľ zakúrenia 22 W·m⁻² (viď Obr.4.1). Pri porovnávaní so simuláciou v TRNSYS bol taktiež uvažovaný korekčný súčiniteľ zakúrenia z tab. D.10 z ČSN EN 12 831, teda 22 W·m⁻², čo pri podlahovej ploche 1950 m² činí 42 900 W.

Doba zátoku h	f_{RH} W/m ²								
	předpokládaný pokles vnitřní teploty během teplotního útlumu ^a								
	2 K			3 K			4 K		
	Hmotnost budovy			Hmotnost budovy			Hmotnost budovy		
	nízká	střední	vysoká	nízká	střední	vysoká	nízká	střední	vysoká
1	18	23	25	27	30	27	36	27	31
2	9	16	22	18	20	23	22	24	25
3	6	13	18	11	16	18	18	18	18
4	4	11	16	6	13	16	11	16	16

Obr. 4.1 Súčiniteľ zákuru f_{RH} pre nebytové priestory s nočným útlmom najviac 12 hodín [6]

Tab. 4.2 Porovnanie výsledných hodnôt tepelných strát

Výpočtový program	Celková tepelná strata	Celková tepelná strata prestupom	Celková tepelná strata vetraním	Tepelná strata na zákur
	[W]	[W]	[W]	[W]
Protech	177 747	70 775	64 850	42 122
Simulačný nástroj TRNSYS	171 075	79 543	48 632	42 900

Hodnoty z TRNSYSu pre porovnanie s návrhovým výkonom na vykurovanie z programu Protech boli uvažované zo simulácie, v ktorej boli nastavené podmienky pre výpočet podľa normy ČSN EN 12 831. Podľa tejto normy sa všetky vplyvy uvažujú súčasne.

- Zákur 2 hodiny – od 5:00 do 7:00 z 18 na 22°C
- Vetranie všetkých miestností v tomto čase (6:00 – 6:30)
- Výkon na zákur:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} = 22 \cdot 1950 = 42\,900 \text{ W}$$

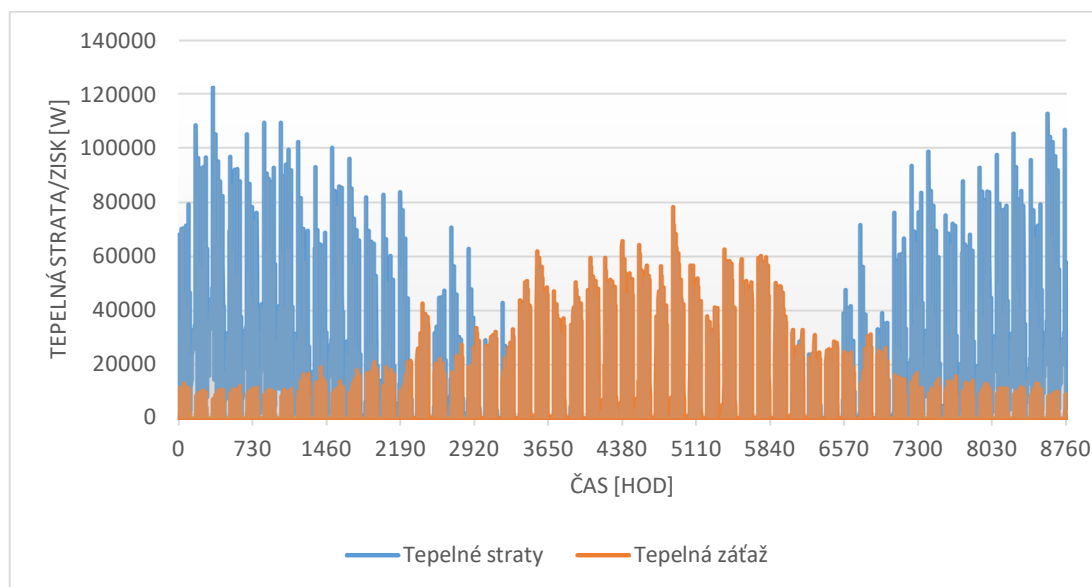
Rozdiel medzi hodnotami tepelnej straty vznikol z dôvodu rôzne uvažovaných presklených otvorov. V simulácii boli uvažované ako priesvitné, čo znamená rôznu tepelnú stratu sálaním. [8]

4.2 Varianty spôsobov prevádzky VZT

Pri rôznych variantoch simulácie bolo pracované hlavne s časom chodu vzduchotechniky, pretože tá má veľký dopad na maximálne tepelné straty budovy a je možné ju riadiť.

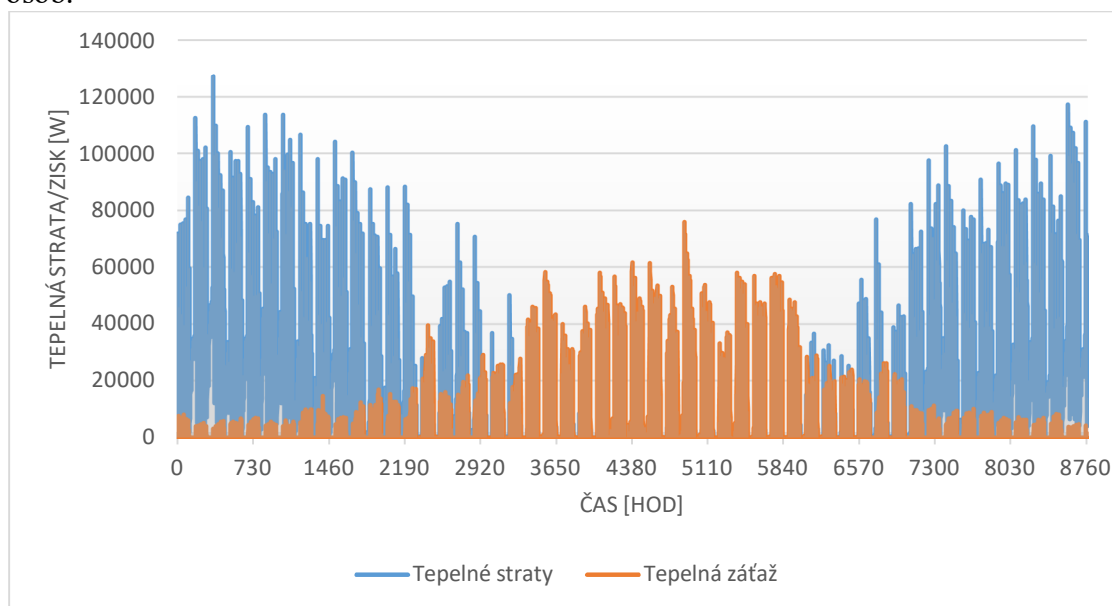
Simulácia bola spustená s viacerými obmenami s cieľom zistiť optimálny chod vetrania.

- a) Simulácia bez VZT a infiltrácie – tento režim bol vytvorený z dôvodu sledovania tepelných strát bez nutnosti dokurovať privádzaný vzduch. To znamená, že daná tepelná strata pozostáva len z tepelnej straty prestupom a tepelným výkonom na zakúrenie.



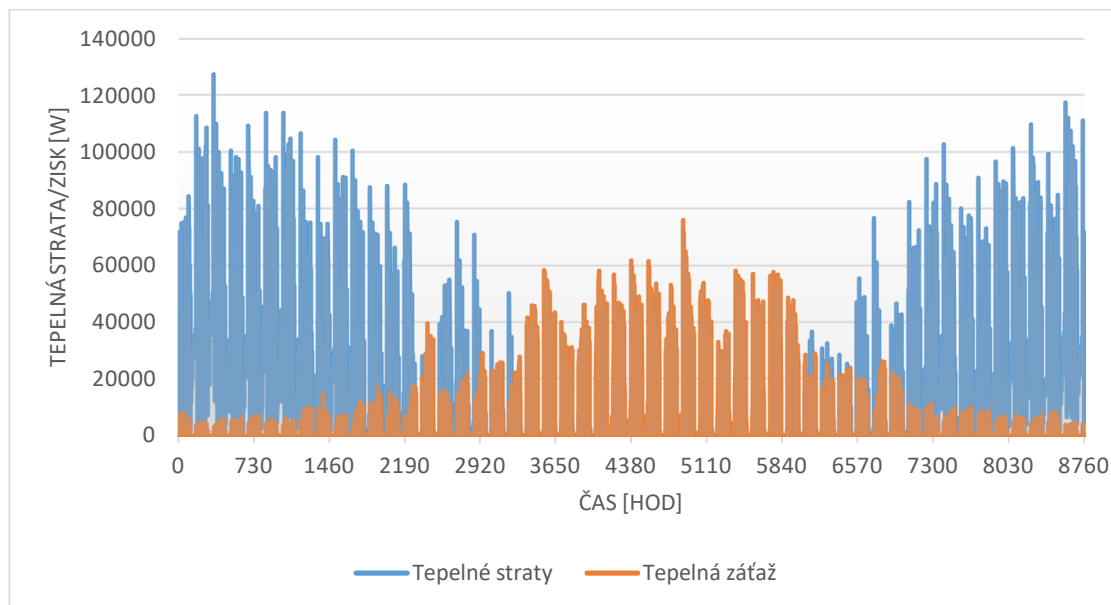
Obr. 4.2 Priebeh tepelných strát a tepelnej záťaže pre variant a)

- b) Nútené vetranie s rekuperáciou (laboratóriá a ostatné priestory bez stáleho obsadenia) spustené o 8:00 a vetranie bez rekuperácie (sociálne zariadenia) spustené o 10:00. Oba typy vetrania v neobsadených častiach sa spúšťajú na pol hodinu dvakrát denne. Kancelárie so stálym obsadením (údaj z passportizácie) sú vetrané podľa prítomnosti osôb.



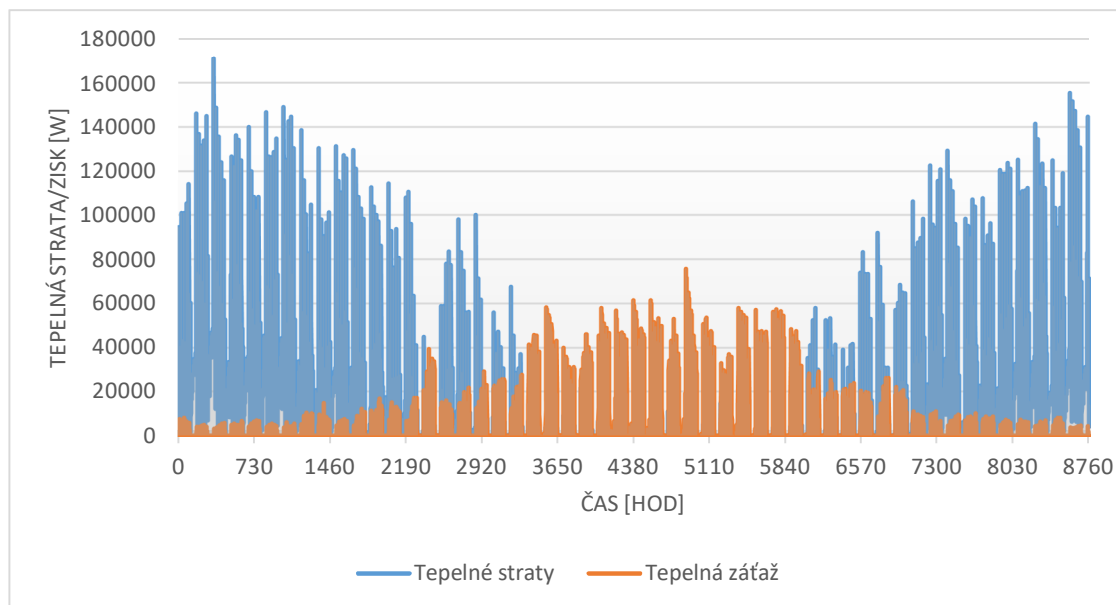
Obr. 4.3 Priebeh tepelných strát a tepelnej záťaže pre variant b)

- c) Nútené vetranie sociálnych zariadení bez rekuperácie a ostatných zariadení bez stáleho obsadenia je spustené po zákure o 8:00.



Obr. 4.4 Priebeh tepelných strát a tepelnej záťaže pre variant c)

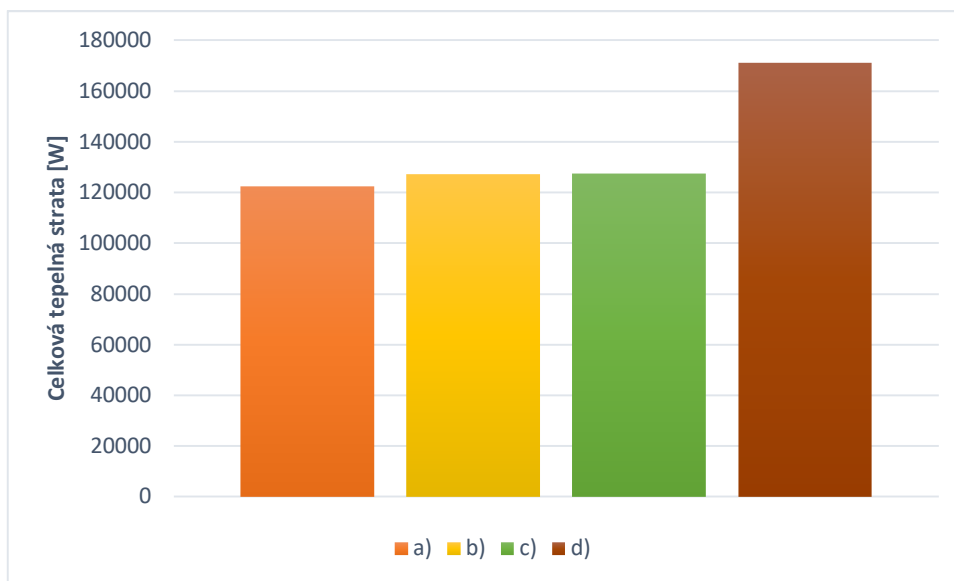
- d) Nútené vetranie sociálnych zariadení bez rekuperácie a ostatných zariadení bez stáleho obsadenia je spustené po zákure o 6:00. V tomto prípade, tak ako vo variante c) bolo nútené vetranie spustené dvakrát denne po dobu 30 minút. Tento spôsob vetrania v čase zákuru je schopný najviac sa priblížiť ku výsledkom výpočtovej metódy ČSN EN 12 831.



Obr. 4.5 Priebeh tepelných strát a tepelnej záťaže pre variant d)

Tab. 4.3 Porovnanie výsledkov simulácií

Čas chodu vzduchotechniky		Tepelná strata [W]	Celková tepelná záťaž [W]
a)	Bez chodu VZT a infiltrácie	122 443	78 165
b)	Rôzne časy prevádzky VZT	127 324	75 784
c)	Spustenie núteného vetrania o 8:00	127 386	75 874
d)	Spustenie núteného vetrania o 6:00	171 074	75 793



Obr. 4.6 Porovnanie výsledných tepelných strát zo simulácií

Pri bežnom návrhu bez simulácie by bol zdroj tepla navrhnutý podľa normy [6] na výkon približne 178 kW vykurovacieho výkonu. Avšak pri simulácii rôznych spôsobov prevádzky vzduchotechniky je jasné, že je možné tento návrhový výkon znížiť, čo bude mať aj pozitívny vplyv na investičnú náročnosť VRF systému.

4.3 Zvolený variant pre návrh VRF systému

Ako bolo vidieť v predchádzajúcej kapitole, súčasnosť prevádzky vzduchotechniky a doby zákuru môže spôsobiť nárast špičkového výkonu až o 47 % oproti chodu vzduchotechniky mimo dobu zákuru. Varianty b) a c) majú takmer rovnakú maximálnu tepelnú stratu, pretože v oboch variantoch je nútené vetranie spustené až po dobe zákuru. Je vhodnejšie vetrať celé podlažie naraz, ako po častiach. Zvolili sme teda variant c).

5 Návrh VRF systému

Návrh systému sa odvíja od výsledkov simulácie vo variante c). Pre návrh systému to znamená, že v každej miestnosti bude umiestnená vnútorná jednotka, do ktorej je systém schopný distribuovať potrebný vykurovací a chladiaci výkon. Potrebný výkon pre miestnosť je maximálny výkon vykurovania a chladenia pre každú zónu. Výkon zdroja chladu a tepla – vonkajších jednotiek VRF systému.

5.1 Limity pri navrhovaní VRF systému

V našom prípade budeme pracovať s VRF systémom značky Panasonic. Limity dĺžok potrubí pre iné značky sú porovnateľné.

Tab. 5.1 Prevádzkové teploty VRF systému Panasonic

	Prevádzkový rozsah chladenia [°C]	Prevádzkový rozsah vykurovania [°C]
Horná hranica	46	18
Dolná hranica	-10	-20

Pri návrhu systému je projektant obmedzený hlavne maximálnym chladiacim výkonom systému a počtom vnútorných jednotiek na systém.

Tab. 5.2 Obmedzenia VRF systému

Maximálny počet vonkajších jednotiek v rámci jedného systému	3	[-]
Maximálny nominálny chladiaci výkon vonkajších jednotiek	135	[kW]
Maximálny počet vnútorných jednotiek na systém	52	[-]
Pomer výkonu vnútorné/vonkajšie jednotky	50-150	[%]

5.2 Zadávanie okrajových podmienok

Pred zadávaním vnútorných jednotiek do softwaru je nutné zadať okrajové podmienky. Tie boli použité rovnaké ako pri výpočte tepelných strát (tab. 4.1) a pre letné podmienky bola zadaná maximálna teplota zo simulácie ($t_e = 30,7^\circ\text{C}$) blízka hodnote z normy ČSN 73 0548 ($t_{\text{emax}}=30^\circ\text{C}$).

Program Panasonic VRF po zadaní celého systému vypočíta skutočný korigovaný výkon so zohľadnením všetkých okrajových podmienok.

Tab. 5.3 Teplotné okrajové podmienky pre návrh VRF systému

	Symbol	Hodnota	Jednotka
Okrajové podmienky pre letnú prevádzku			
Teplota suchého teplomeru	t_{elmax}	30,7	$^\circ\text{C}$
Relatívna vlhkosť vonkajšieho vzduchu	φ_e	60	%
Teplota vnútorného vzduchu	t_{in}	26	$^\circ\text{C}$
Relatívna vlhkosť vnútorného vzduchu	φ_i	60	%
Okrajové podmienky pre zimnú prevádzku			
Teplota suchého teplomeru	t_{ezmax}	-13,6	
Relatívna vlhkosť vonkajšieho vzduchu	φ_e	100	%
Teplota vnútorného vzduchu	t_{in}	22	$^\circ\text{C}$
Relatívna vlhkosť vnútorného vzduchu	φ_i	60	%

5.3 Návrh potrubia

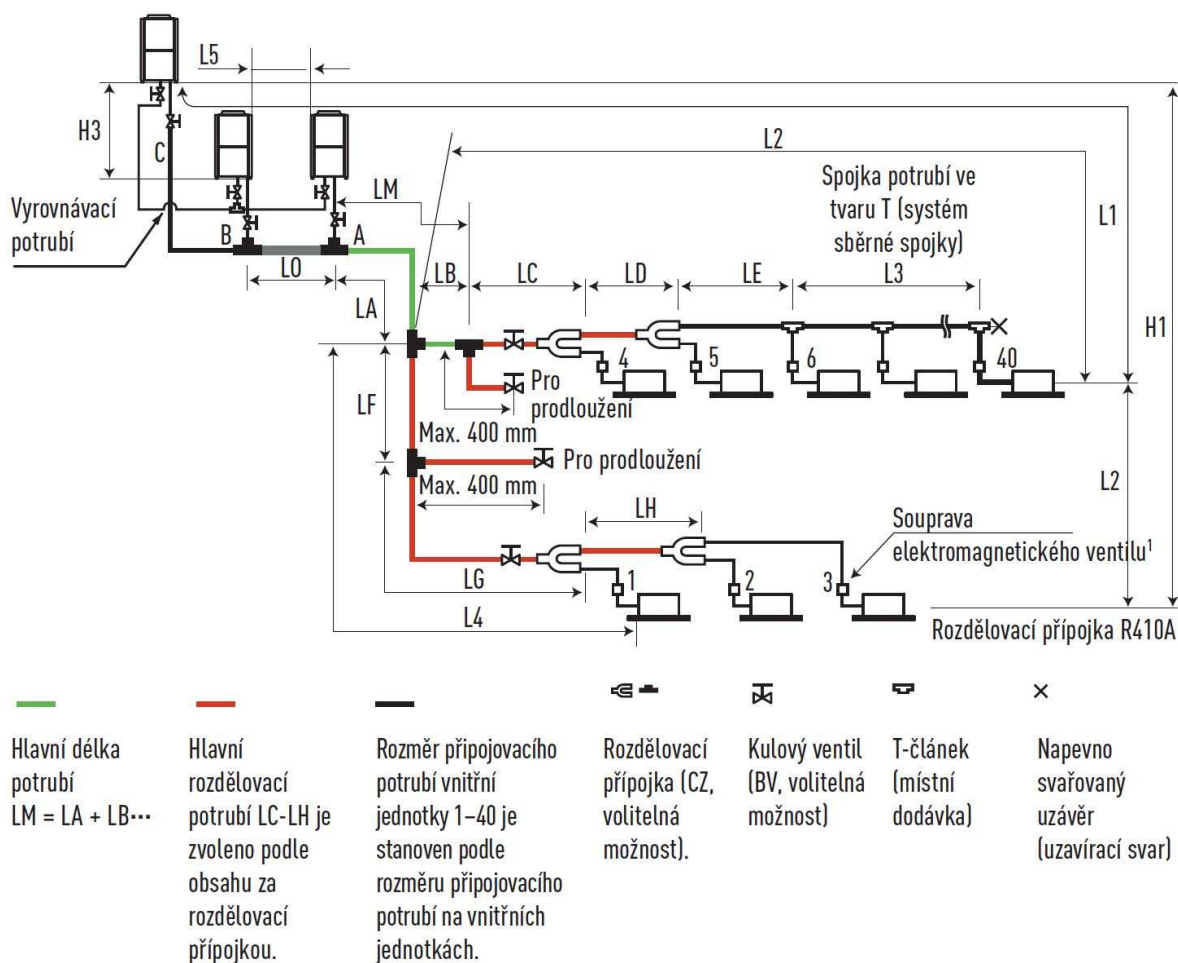
Pri návrhu potrubia chladivových systémov je nutné dodržiavať výrobcom stanovené rozsahy dĺžok potrubí. V našom prípade sú tieto dĺžky strážené automaticky, priamo v návrhovom software Panasonic VRF. Všetky obmedzenia, ktoré sa týkajú dĺžok potrubia a prevýšenia inštalácie, sú uvedené v tabuľke 5.4 a zobrazené v schéme Obr. 5.1.

Priemery a predpísané dĺžky plynového a kvapalinového potrubia dané výrobcom vychádzajú z hydraulických výpočtov a zohľadňujú najmä:

- Tlakovú stratu
- Cirkuláciu oleja v chladiacom okruhu
- Objem zásobníku a výmenníku vonkajšej jednotky pre celkové množstvo chladiva v celom systéme

Tab. 5.4 Rozsah dĺžok pre potrubie chladiva a rozdiely výšok inštalácie

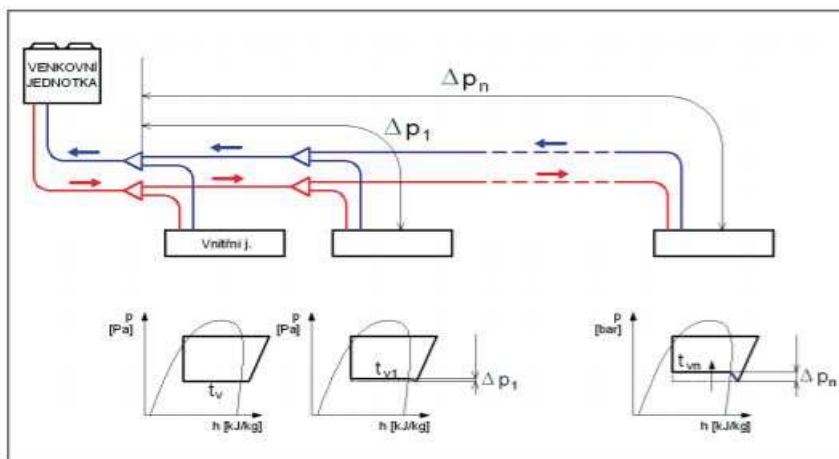
	Symboly	Vysvetlenie	Dĺžka [m]
Povolená dĺžka potrubí	L1	Maximálna skutočná dĺžka potrubia	≤180
	L1	Maximálna ekvivalentná dĺžka potrubia	≤200
	$\Delta L(L2-L4)$	Rozdiel medzi maximálnou a minimálnou dĺžkou od prvej rozdeľovacej prípojky	≤40
	LM	Maximálna dĺžka hlavného potrubia (pri maximálnom priemere	≤50
	I1, I2, I3,...	Maximálna dĺžka vetve	≤30
	L1+ I1+I2..I39+ I40+LF+LG +LH	Celková maximálna dĺžka potrubia vrátane každej vetvy (kvapalinové potrubie)	≤500
	L5	Vzdialenosť medzi vonkajšími jednotkami	≤10
Povolená dĺžka spojovacieho potrubia	L3	Povolená dĺžka spojovacieho potrubia	≤2
Povolený výškový rozdiel	H1	Ak je vonkajšia jednotka inštalovaná vyššie ako vnútorná jednotka	≤50
		Ak je vonkajšia jednotka inštalovaná nižšie ako vnútorná jednotka	≤40
	H2	Maximálny rozdiel medzi vnútornými jednotkami	≤15
	H3	Maximálny rozdiel medzi vonkajšími jednotkami	≤4



Obr. 5.1 Schematické znázornění limitních rozměrů pro návrh systému VRF [10]

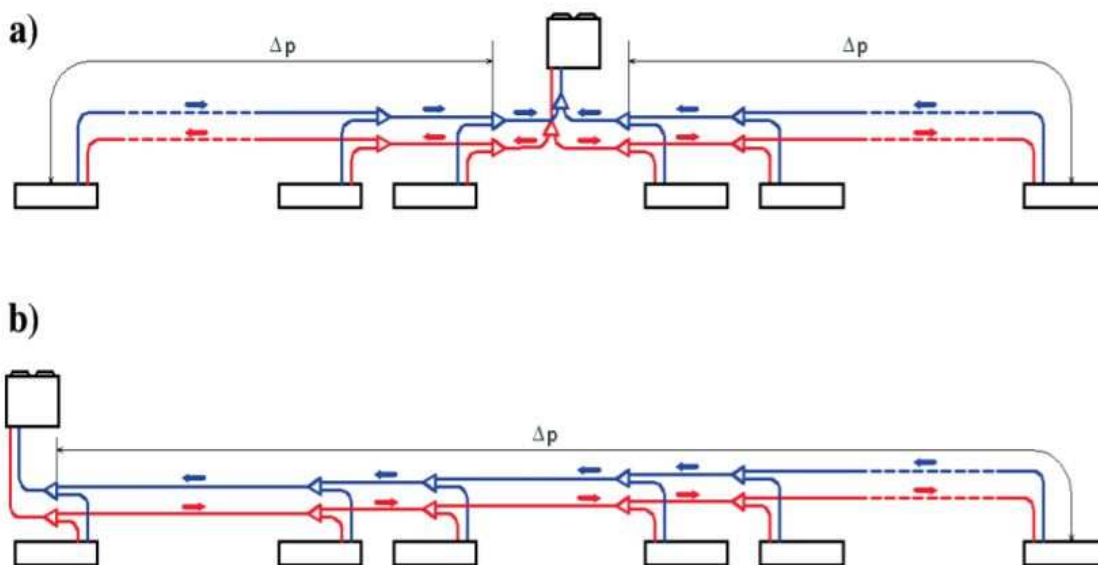
5.3.1 Dížka potrubia VRF systému

Väčšina výrobcov obmedzuje vzdialenosť od prvej rozbočky po poslednú na 40 m. Dôvodom je rozdiel tlakov v jednotlivých výparníkoch a následné zvýšenie výparnej teploty vo vzdialenejších vnútorných jednotkách. Zníženie výkonu je následne spôsobené zásahom regulačného mechanizmu. Vo vykurovacom režime je vplyv rozdielov tlakov medzi kondenzačnými teplotami jednotlivých vnútorných jednotiek na regulačný systém minimálny. [11]



Obr. 5.2 Režim chlazení - rozdíl v tlakových poměrech ve vnitřních jednotkách [11]

Pro rovnoměrnost výparného tlaku v systému je potřebné pracovat s topologií potrubného systému napájajícího vnitřní jednotky. Na Obr. 5.3 a) je způsob, který zajišťuje rovnoměrné rozdělení chladiva do všech větví, a tak i rozdíl tlaků mezi první a poslední vnitřní jednotkou je ovela menší, než u řešení obr. 5.3 b). Při návrhu je důležitá hlavně vzdálenost mezi rozbočkou ku první jednotce a poslední jednotkou. [11]



Obr. 5.3 Topologie VRF systému [11]

5.4 Návrh vnitřních jednotek VRF systému

Vnitřní jednotky byly navrhovány na nejvyšší tepelné ztráty a zisky pro každou zónu ze simulace. V návrhovém programu fy Panasonic je tento výkon označován jako korigovaný. Korigovaný výkon zohledňuje ekvivalentní délku (tlakovou stratu) na potrubí ku vnitřní jednotce.

Kompletní seznam místností s jejich návrhovými tepelnými ztrátami a zátěžemi je připojen v Příloze 3.

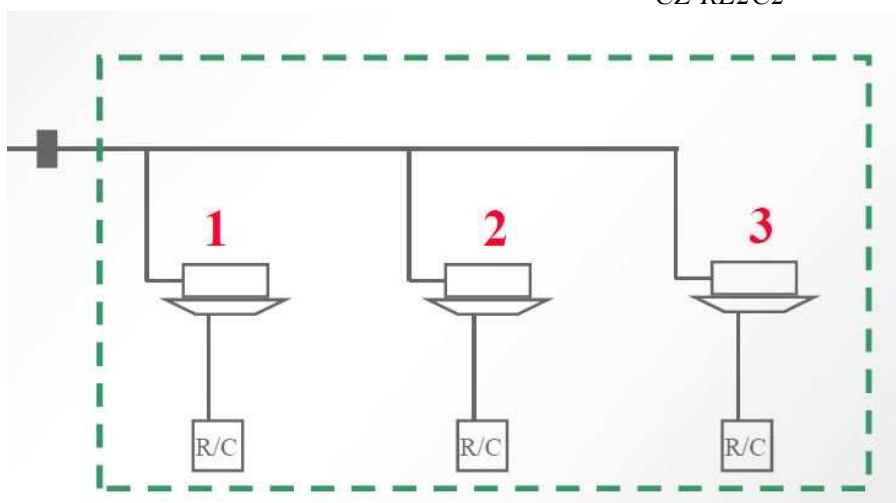
Každá vnútorná jednotka má čidlo vnútornej teploty umiestnené na saní cirkulačného vzduchu, čo pri umiestnení jednotiek v podhl'ade môže spôsobovať skreslenie regulovanej veličiny. Preto je ku každej vnútornej jednotke zjednodušený kábl'ový ovládač CZ-RE2C2, ktorý má integrovaný snímač teploty vzduchu.

Vnútorné jednotky kancelárií v rámci jednej zóny budú zoskupené v tzv. individual control. To znamená, že budú napojené na jeden solenoidový ventil, čiže budú zdieľať jeden režim (chladenie/vykurovanie), ale výkon každej jednotky bude riadený nezávisle. Každá jednotka v rámci individual control skupiny bude mať vlastný ovládač a čidlo teploty vnútorného vzduchu.

V kanceláriách susediacich s átriami sú umiestnené 2-cestné kazetové jednotky inštalované v podhl'ade. Nasmerované sú tak, aby teplý vzduch počas vykurovania omýval veľké presklené plochy, a tak obmedzil vplyv sálania týchto chladných plôch, ktoré by mali bez tohto opatrenia negatívny vplyv na tepelnú pohodu v miestnosti (Obr. 5.6).

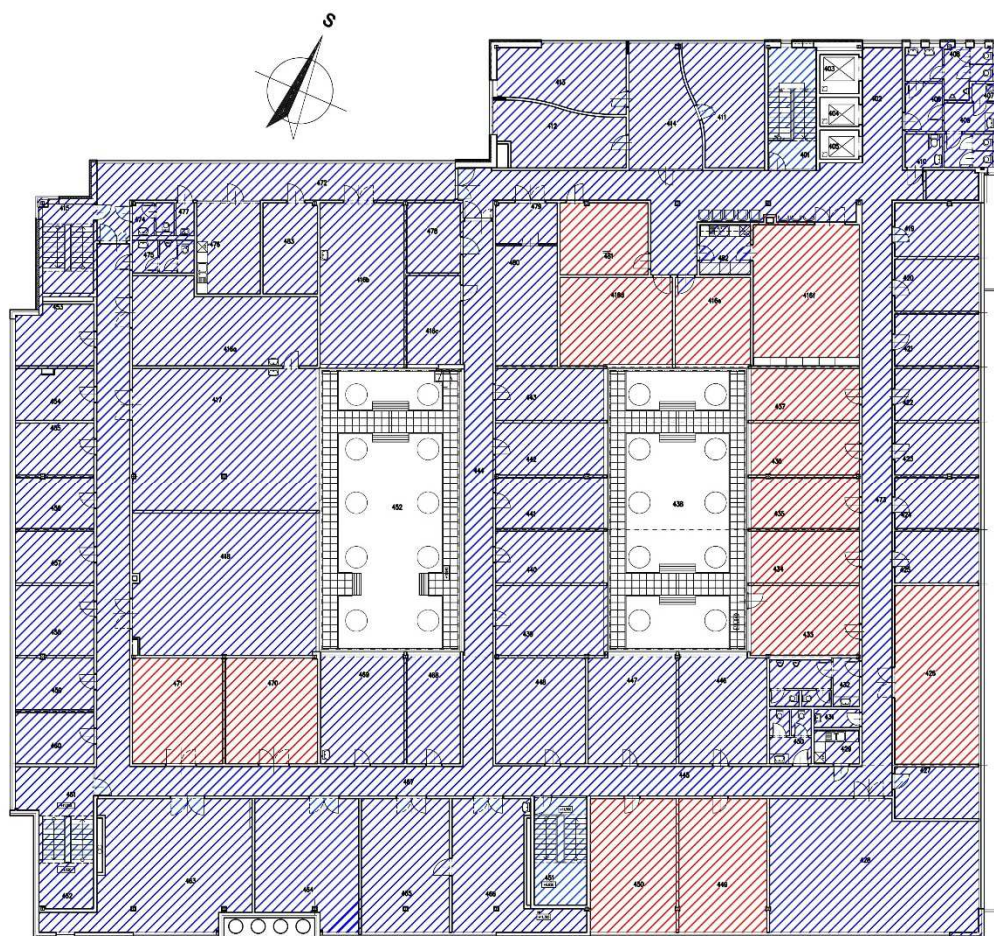


Obr. 5.4 Zjednodušený
nástený kábl'ový ovládač
CZ-RE2C2

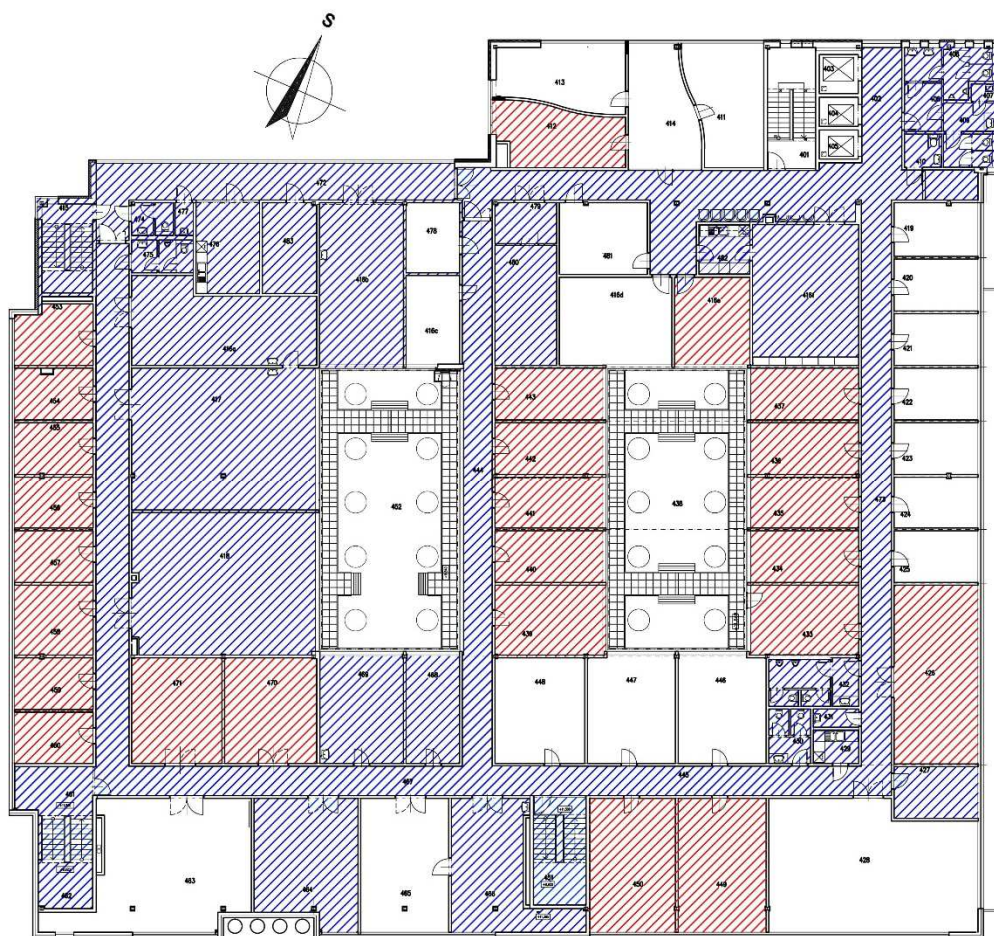


Obrázok 5.1 Individual control - riadenie výkonu vnútorných jednotiek
(R/C – individuálna regulácia vnútornej jednotky – nástený ovládač)

Počet vonkajších jednotiek nedovoľoval vytvoriť zjednotený systém, a tak museli byť zóny rozdelené do dvoch systémov. Delenie prebehlo podľa odsledovaných požiadaviek na vykurovanie a chladenie počas častí dňa (obr. 5.5). Systémy boli nazvané Sever a Juh, pretože skutočne delili podlažie v tomto smere.



Obr. 5.5 Požiadavky na vykurovania a chladenie zón – doobedňajšie hodiny
Modrá – tepelná strata, červená – tepelná zátťaž



Obr. 5.6 Požiadavky na vykurovania a chladenie zón – popoludní
Modrá – tepelná strata, červená – tepelná záťaž,
bez farby – v danom čase tepelná rovnováha ($\pm 30W$)



Obr. 5.7 4-cestná kazetová jednotka Panasonic MU1

- *Kazetová jednotka 900x900mm.*
- *Umiestnená v kanceláriách so štvorcovým pôdorysom*



Obr. 5.8 4-cestná kazetová jednotka Panasonic MY1

- *Kazetová jednotka 600x600mm.*
- *Umiestnená v kanceláriách, ktoré mali menšie požiadavky na chladenie/vykurovanie ako bol minimálny výkon jednotky MU1.*



Obr. 5.9 2-cestná kazetová jednotka Panasonic ML1

- *Umiestnená v miestnostiach s veľkým preskením susediach s átriom*



Obr. 5.10 Nástenná jednotka Panasonic MK2

- *umiestnená do socialnych zariadení,*

5.5 Návrh vonkajších jednotiek

Výkon vonkajších jednotiek bol volený tak, aby pokryl maximálne tepelné straty a tepelnú záťaž podlažia. V návrhovom programe je tento výkon označovaný ako distribuovaný alebo korigovaný. Je to výkon, v ktorom sú zohľadnené všetky spomínané faktory, ktoré majú vplyv na skutočný výkon systému v najnepriaznivejších podmienkach.

Hlavné zohľadňované faktory:

- Odmrazovanie vonkajších výparníkov (defrost)
- Teplotno-vlhkostné okrajové podmienky prevádzky
- Potrubný systém – tlakové straty (kapitola 5.3)
- Výkony a rozloženie vnútorných jednotiek v potrubnom systéme

Z dôvodu veľkého počtu zón a rozľahlosti podlažia, bolo použitých 83 vnútorných jednotiek VRF systému. Z obmedzení uvedených v tabuľke 5.2 vyplýva, že vnútorné jednotky museli byť rozdelené do dvoch systémov s výkonom uvedeným v tabuľke 5.4.

Tab. 5.5 Výsledné výkony systémov

	Systém „Sever“ [kW]	Systém „Juh“ [kW]
Nominálny chladiaci výkon	80,00	95,90
Nominálny vykurovací výkon	90,00	107,50
Korigovaný chladiaci výkon	92,02	103,42
Korigovaný vykurovací výkon	62,64	74,80
Nominálny chladiaci výkon vnútorných jednotiek	106,50	100,00
Nominálny vykurovací výkon vnútorných jednotiek	120,30	114,50
Tepelná záťaž zón v systéme	41,80	38,91
Tepelná strata zón v systéme	56,10	72,45

V severnom systéme je viacero zón s menšími požiadavkami na výkon chladenia a vykurovania, to znamená, že tu muselo byť umiestnených viac vnútorných jednotiek. To vo výsledku znamenalo väčší nominálny výkon vnútorných jednotiek, pretože ich výrobné rady sú odstupňované a výkony najnižších verzií boli vyššie ako bola potreba. Výsledné tepelné straty a tepelná záťaž zón z tab. 5.5 je pre maximálne zaťaženie oboch systémov.

Vonkajšie jednotky boli volené podľa doporučených kombinácií z katalógu výrobcu.

Tab. 5.6 Pomer výkonov vnútorných ku vonkajším jednotkám

	Systém „Sever“ [%]	Systém „Juh“ [%]
Pomer nominálneho výkonu vnútorných jednotiek ku vonkajším	133,1	104,3

6 Ekonomické porovnanie systémov

Ekonomické porovnanie systémov bude vykonané najmä z pohľadu investičnej náročnosti. Pri ekonomickom porovnaní dvoch investícií do technológie chladenia a vykurovania budovy, je nutné zohľadniť množstvo faktorov.

Náklady životného cyklu systému na zaistenie tepelnej pohody závisia na:

- a. Investičných nákladoch
- b. Ročných prevádzkových nákladoch – závisí hlavne na profiloch tepelných záťaží a strát a príležitostí na využitie prečerpávanie tepla. V našom prípade vychádzame z údajov zo simulácie.
- c. Rutinných nákladoch na opravu – zahŕňa diaľkový dohľad, čo typicky znamená prehľad o fungovaní a účinnosti VRF systému, vnútorné jednotky potrebujú pravidelné čistenie filtrov, vonkajšie jednotky raz ročne kontrolu hlavných komponentov (napr. kompresory, tepelný výmenník)
- d. Očakávanej/skutočnej životnosti systému – závisí na pravidelných kontrolách a dobe prevádzky systému. Pohybuje sa od 15 do 20 rokov.
- e. Cene za náhradu daného systému [5]

6.1 Porovnanie investičných nákladov

Pri porovnávaní investičných nákladov na navrhovaný a pôvodný systém budeme uvažovať ceny dodávok zariadení vrátane montáží.

6.1.1 Investičné náklady na pôvodný systém

Náklady na pôvodný štvor trubkový systém navyšovali hlavne položky spojené s glykolovým hospodárstvom a prvky hydraulického vyváženia ku každému telesu. Rozpočet bol rozdelený na dve časti a to vykurovanie a chladenie. Všetky vykurovacie telesá vrátane fancoilov sú zahrnuté v rozpočte na vykurovanie. V prípade vykurovania je nacenené len zariadenie a montáže po päť budovy, čiže prípoj na teplárne nie je zahrnutý v cene. Ako zdroj chladu bol navrhnutý chiller Clivet rovnakého typu ako súčasný, ale výkonom podľa kap. 5.5. Všetky ceny boli uvažované ako projektové a bez DPH.

Nasleduje sumárna tabuľka oboch rozpočtov:

Tab. 6.1 Cenová kalkulácia pre vykurovanie a chladenie

Časť - vykurovanie		
	Cena za dodávku zariadení v €	Cena montážnych prác v €
Vykurovacie telesá	111 943,45	8 901,2
Rozdeľovač a zberač s príslušenstvom	5 708,62	267,68
Príslušenstvo – vykurovacia sústava – regulačné, servisné a bezpečnostné prvky	16 039,50	4 401,60
Montážny materiál vrátane potrubných rozvodov	12 345,22	11 981,76
Celkovo	146 036,79	25 552,24
Časť - chladenie		
Chiller Clivet s glykolovým hospodárstvom a príslušenstvom	55 201,41	2 133,60
Rozdeľovač a zberač s príslušenstvom	6 177,98	775,60
Príslušenstvo – vykurovacia sústava – regulačné, servisné a bezpečnostné prvky	10 858,98	3 244,50
Montážny materiál vrátane potrubných rozvodov	13 947,23	16 033,54
Celkovo	86 185,60	22 187,24
Spolu vykurovanie bez DPH	171 589,03	
Spolu chladenie bez DPH	108 372,84	
Spolu bez DPH	279 961,87	

6.1.2 Investičné náklady na VRF systém

Obsahujú kompletnú investíciu do VRF systému vrátane modulu pre integráciu do systému merania a regulácie cez protokol Modbus. Kompletný kusovník s ocenenými položkami je v Prílohe 4.

Tab. 6.2 Cenová kalkulácia - VRF systém

VRF systém		
	Cena za dodávku zariadení v €	Cena montážnych prác v €
Vonkajšie jednotky	64 142,15	2 975,00
Vnútorné jednotky	104 327,37	5 316,15
Príslušenstvo – solenoidové ventily, rozbočky, ovládače	70 081,87	2 327,36
Montážny materiál vrátane potrubných rozvodov	13 274,31	13 643,45
Celkovo	251 825,70	24 005,76
Spolu bez DPH	275 831,46	

6.1.3 Porovnanie investícií

V existujúcom projekte sú oddelené zdroje na vykurovanie a chladenie, čo znamená neporovnateľne viac stavebných úprav a projektových prác v porovnaní s VRF systémom. Ak by sa jednalo o budovu, ktorá nemá prístup ku teplu z teplárni, bolo by nutné budovať zvlášť zdroj tepla, alebo navrhnuť namiesto chillera tepelné čerpadlo schopné vykurovať aj chladiť. Ak by mali byť riešenia rovnocenné, čiže systémy poskytujúce simultánne vykurovanie a chladenie. K tepelnému čerpadlu by pribudlo ďalšie príslušenstvo, čím by bola investícia navýšená. Rozdiel v daných investičných nákladoch je však minimálny, pretože zariadenia VRF systému sú drahšie ako bežne používané vykurovacie telesá.

Tab. 6.3 Porovnanie investičných nákladov (* kurz NBS EUR/CZK=26,5)

	Cena za dodávku a montáž v € bez DPH	Cena za dodávku a montáž v CZK bez DPH*
Cenová kalkulácia pre vykurovanie a chladenie	279 961,87	7 418 979,55
Cenová kalkulácia - VRF systém	275 831,46	7 309 533,69
Rozdiel	4 130,41	109 455,87

6.2 Prevádzkové náklady pôvodného riešenia

Pri porovnávaní ročných prevádzkových nákladov budeme uvažovať dáta zo simulácie zhrnuté v tabuľke 6.4. Pre porovnanie energie potrebnej na vykurovanie a chladenie budeme uvažovať nasledovné. Cena tepla z Teplárni Brno za uplynulé roku bola stabilná na úrovni 580 Kč. Cena je pre domácnosti, z dôvodu nedostupnej informácie o cene pre veľké subjekty, ktorá sa zakladá na konkrétnej zmluve so subjektom. Hodnota SEER je prevzatá od výrobcu zariadenia na výrobu chladnej vody. [13]

Tab. 6.4 Vyhodnotenie nákladov na vykurovanie

Potreba tepla	[kWh]	103 418,5
Potreba tepla	[GJ]	372,3
Cena tepla – teplárne Brno [12]	[Kč/GJ]	580
Výsledná cena za teplo bez DPH	[Kč]	215 934

Tab. 6.5 Vyhodnotenie nákladov na chladenie

Potreba chladu	[kWh]	35 840,85
Potreba chladu	[GJ]	129,027
SEER [13]	[-]	4,03
Priemerná cena el. energie ČR	[Kč/kWh]	3,71
Výsledná cena za chladenie bez DPH	[Kč]	32 995

6.3 Prevádzkové náklady VRF systému

Z dát zo simulácie je možné jednoduchým spôsobom vypočítať množstvo energie, ktoré je možné prečerpať medzi jednotlivými zónami. Zóny boli rozdelené do dvoch systémov, takže je možné prečerpávať len energiu v rámci jednotlivých systémov.

Energiu potrebnú na vykurovanie a chladenie podlažia konvenčným systémom, bez prečerpávania tepla, spočítame podľa vzťahu 7.3.

Vyhodnotenie okamžitého výkonu na chladenie a vykurovanie:

$$\dot{Q}_{chl} = \sum \dot{Q}_{sens,i} ; \dot{Q}_{sens,i} > 0 \text{ [W]} \quad (6.1)$$

$$\dot{Q}_{vyk} = \sum \dot{Q}_{sens,i} ; \dot{Q}_{sens,i} < 0 \text{ [W]} \quad (6.2)$$

$$Q_{kon} = \int_0^{8760} (\dot{Q}_{chl}) dt + \int_0^{8760} (\dot{Q}_{vyk}) dt \text{ [J]} \quad (6.3)$$

Kde $Q_{kon} \text{ [J]}$ je energia potrebná na vykurovanie a chladenie
 $\dot{Q}_{chl} \text{ [W]}$ je okamžitý výkon potrebný na chladenie
 $\dot{Q}_{vyk} \text{ [W]}$ je okamžitý výkon potrebný na vykurovanie

Pri hodnotení systémov VRF s prečerpávaním tepla bolo postupované podľa vzťahu:

$$Q_{VRF,i} = \int_0^{8760} \max(\dot{Q}_{chl}, \dot{Q}_{vyk}) dt \text{ [J]} \quad (6.4)$$

Pri následnom hodnotení pol hodinových dát zo simulácie vyplynulo nasledovné:

Tab. 6.6 Porovnanie prevádzkových nákladov

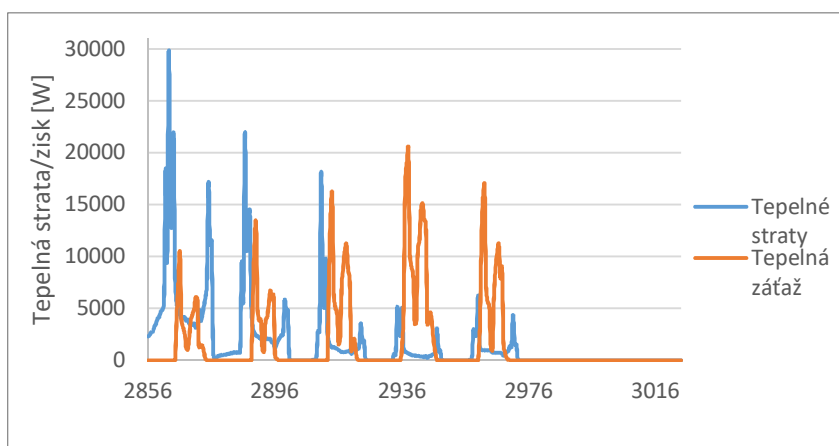
Jednotka		VRF systém Juh	VRF systém Sever	Konvenčný systém
Vykurovanie	[kWh]	59 442,22	42 481,28	103 418,50
Chladenie	[kWh]	15 543,15	17 461,42	35 840,85
SCOP	[-]	5,6987	6,1484	-
ESEER (Eurovent)	[-]	5,7273	5,6427	4,03
Ročná spotreba el. energie na vykurovanie	[kWh]	10 430,84	6 909,32	-
Ročná spotreba el. energie na chladenie	[kWh]	2 713,87	3 094,52	8 893,51
Náklady na prevádzku vykurovania	[Kč]	38 698,31	25 633,59	215 934
Náklady na prevádzku chladenia	[Kč]	10 068,46	11 480,65	32 995
Náklady spolu	[Kč]	85 881,01		248 929
Ročná úspora		163 048		-163 048

Z údajov uvedených v tabuľke 6.6 je možné vypočítať ročnú úsporu na energii s porovnaním s konvenčným systémom.

Tab. 6.7 Vyhodnotenie množstva prečerpaného tepla za rok

	Jednotka	Vykurovanie	Chladenie
Spotreba VRF systémov spolu	[kWh]	101 923,50	33 004,57
Spotreba pôvodného riešenia	[kWh]	103 418,50	35 840,85
Rozdiel	[kWh]	1 495	2 836,28
Úspora	[%]	1,4	7,9

Na nasledujúcom grafe je vidieť, ako sa v jednotlivých dňoch požiadavky na vykurovanie a chladenie pretínajú. To sú práve príležitosti pre využitie funkcie prečerpávania tepla. Po vyhodnotení simulácie je však poznať (tab. 6.7), že celková úspora v priebehu roku je zanedbateľná.



Obr. 6.1 Zobrazenie požiadaviek zón na vykurovanie a chladenie v Severnom VRF systéme

Hodnoty SCOP sú prevzaté z návrhového programu na VRF systém. Tieto hodnoty zohľadňujú:

- Odmrazovanie vonkajších výparníkov (defrost)
- Teplotno-vlhkostné okrajové podmienky prevádzky
- Potrubný systém – tlakové straty (kapitola 5.3)
- Výkony a rozloženie vnútorných jednotiek v potrubnom systéme
- Rôzne prevádzkové stavy zdroja tepla

Hodnoty ESEER pre VRF systém sú tak isto prebrané z návrhového software fy Panasonic, ktorý zohľadňuje faktory, ako aj pri výpočte SCOP. ESEER chillera Clivet, bolo prebrané z firemných materiálov.[13] Výpočet ESEER (Európsky sezónny energetický faktor) je stanovený z rôznych prevádzkových stavov definovaných podľa EUROVENT/CEN tak, aby odrážal čo najviac bežný chod zariadenia s minimálnym chodom na projektovaný výkon. Podmienky pre výpočet ESEER sú v tabuľke 6.7. Pre každý z bodov a až d je vypočítané EER a následne je spočítaný priemer vážený percentom prevádzkového času. [14]

Tab. 6.8 Podmienky pre výpočet ESEER

	Percento prevádzkového času	Záťaž/nominálny výkon	Teplota vzduchu na kondenzátore	Teplota vody na výparníku
	[%]	[%]	[°C]	[°C]
a	3	100	35	12/7
b	33	75	30	10,8/7
c	41	50	25	9,5/7
d	23	25	20	8,3/7

Avšak pre reálne hodnotenie spotreby el. energie je nutné započítať aj elektrickú energiu na pohon zariadení (obehové čerpadlá, ventilátory, ...) potrebných pre distribúciu chladu po budove. Taktiež je potrebné započítať príkon ventilátorov potrebných na odvod tepla od vzduchom chladeného kondenzátora. Vzťah pre celkový chladiaci faktor:

$$EER_{AC} = \frac{Q}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4} [-] \quad (6.5)$$

Kde

- $Q [W]$ tepelná záťaž odvedená z budovy
- $P_1 [W]$ príkon kompresoru/kompresorov
- $P_2 [W]$ príkon ventilátorov kondenzátora
- $P_3 [W]$ príkon čerpadiel
- $P_4 [W]$ príkon ventilátorov v klimatizačných jednotkách

Pri VRF systéme s priamymi výparníkmi odpadávajú príkony čerpadiel. Pomocné energie predstavujú u systémov veľkého rozsahu podstatné zaťaženie. Ak zahrnieme do výpočtu pomocné energie, tak sa chladiaci faktor pri nominálnych parametroch pohybuje medzi hodnotami 1 a 2. Hodnoty EER_{AC} nad 2 dosahujú len VRF systémy.[15]

7 Záver

Prvá časť diplomovej práce bola zameraná na teoretický popis fungovania strojného chladenia a VRF systémov. Pri VRF systémoch sú ozrejmene ich odlišnosti od iných chladivových systémov a prevádzkové stavy, ako aj funkcia prečerpávania tepla.

V praktickej časti tejto diplomovej práce bola najskôr vykonaná energetická simulácia potrieb chladenia a vykurovania jedného podlažia budovy výskumného strediska a následne navrhnuť VRF systém na základe hodnôt zo simulácie. Nakoľko VRF systém musel byť rozdelený na dve časti, výsledky zo simulácie v TRNSYS určili zóny, ktoré medzi sebou môžu prečerpávať teplo, a tak využiť sledovanú funkciu systému. Kapitola 6 obsahuje ekonomické porovnanie VRF systému a pôvodného riešenia, čiže štvor trubkového systému distribúcie tepla a chladu do telies na podlaží. Porovnanie investičných nákladov bolo mierne v prospech VRF systémov. Prevádzkové náklady VRF systému sú približne 34,5% z prevádzkových nákladov existujúceho riešenia, čo znamená ročnú úsporu približne 163 tisíc českých korún.

Zo simulácie vyplynulo, že prečerpávanie tepla má za následok 7,9 % úsporu energií na chladení a 1,4% úsporu energií na vykurovaní (tab 6.7), čo znamená vo výsledku zanedbateľnú výhodu. Tento výsledok je zrejme spôsobený tým, že podlažie nie je používané len ako kancelárske, čiže to nie je typická aplikácia VRF systému s prečerpávaním tepla. Na podlaží sú aj iné prevádzky laboratórií a dielní s malou obsadenosťou a veľmi veľkou výmenou vzduchu, čo spôsobuje tepelné straty tam, kde by bolo treba pre efektívny chod prečerpávania tepla teplo odčerpávať.

Zoznam použitej literatúry

- [1] PAVELEK, Milan. Termomechanika. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. Učební texty vysokých škol. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [2] GOETZLER, W., “Variable refrigerant flow systems”, ASHRAE Journal, April, 2007.
- [3] TZB - VZDUCHOTECHNIKA: Modul BT02-08. 2005. HIRŠ, Jiří a Gunter GEBAUER. *TZB - VZDUCHOTECHNIKA: Modul BT02-08* [online]. VUT v Brně. Brno, s. 39 [cit. 2016-04-12].
- [4] ROTH, K.W., et al 2002. “Energy Consumption Characteristics of Commercial Building HVAC Systems Volume III: Energy Savings Potential.” Report prepared by TIAX LLC for DOE Building Technologies Program.
- [5] ASHRAE Handbook: systems and equipment, 2012. SI edition. Atlanta: ASHRAE. ISBN 978-1-936504-26-8.
- [6] ČSN EN 12 831: *Otopné soustavy v budovách - Výpočtová metoda pro tepelné ztráty*, 2005. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [7] ČSN 73 0548: *Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů*, 1986. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [8] HLUBINKA, J. *Hodnocení energetické náročnosti budov národním kalkulačním nástrojem NKN II a porovnání s výsledky energetické simulace*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 95 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.
- [9] MARION, William a Ken URBAN. *Users Manual for TMY2s* [online]. 1995 [cit. 2015-04-05+]. Dostupné z: <http://rredc.nrel.gov/solar/pubs/tmy2/PDFs/tmy2man.pdf>
- [10] Firemná literatura firmy Panasonic.
- [11] ZMRHAL, Vladimír, Jiří KREPINDL a Michal DUŠKA, 2008. Technické aspekty projektování chladivových systémů. *Větrání – klimatizace – chlazení* [online]. 2008(05), 1-5 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Publikace/VVI-2008-05_s230.pdf
- [12] Firemné materiály fy Teplárny Brno
- [13] Firemné materiály fy Clivet
- [14] Celkové chladicí faktory klimatizačních systémů a jejich zlepšování, 2012. In: *Tzb-info.cz* [online]. Praha: . [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8797-celkove-chladici-faktory-klimatizacnich-systemu-a-jejich-zlepšovani>

[15] Tajzlarová, L., Lain, M., (vedoucí práce) Projekt klimatizace administrativní budovy,
Diplomová práce ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2009

Zoznam použitých skratiek a symbolov

symbol	popis	jednotka
α_i	Súčiniteľ prestupu tepla medzi vzduchom a povrchom konštrukcie	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
λ_i	Súčiniteľ tepelnej vodivosti materiálu	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
φ_i	Relatívna vlhkosť vnútorného vzduchu	%
φ_e	Relatívna vlhkosť vonkajšieho vzduchu	%
$\Phi_{RH,i}$	Súčet tepelných príkonov na zákur všetkých vykurovaných priestorov	W
$\Phi_{V,i}$	Súčet tepelných strát vetraním vykurovaných priestorov	W
$\Phi_{T,i}$	Súčet tepelných strát prestupom tepla všetkých vykurovaných priestorov	W
$\Phi_{HL,i}$	Celkový návrhový tepelný výkon	W
ρ_i	Hustota materiálu	$kg \cdot m^{-3}$
A	Podlahová plocha	m^2
c_i	Merná tepelná kapacita materiálu	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
d_i	Hrúbka vrstvy danej konštrukcie	m
EER_{AC}	Celkový chladiaci faktor	-
f_{RH}	Korekčný faktor zakúrenia	$W \cdot m^{-2}$
h_1	Entalpia chladiva na saní kompresora	J
h_2	Entalpia chladiva na výtlaku kompresora	J
h_3	Entalpia chladiva za kondenzátorom	J
h_4	Entalpia chladiva za expanzným elementom	J
$H1$	Maximálne prevýšenie vonkajších a vnútorných jednotiek VRF systému	m
$H2$	Maximálne prevýšenie vnútorných jednotiek VRF systému	m
$H3$	Maximálne prevýšenie vonkajších jednotiek VRF systému	m
l_i	Maximálna dĺžka vetve VRF systému	m

LM	Maximálna dĺžka hlavného potrubia (pri maximálnom priemere (VRF systém))	m
$L5$	Maximálna vzdialenosť medzi vonkajšími jednotkami VRF systému	m
P_1	príkon kompresoru/kompresorov	W
P_2	príkon ventilátorov kondenzátoru	W
P_3	príkon čerpadiel	W
P_4	príkon ventilátorov v klimatizačných jednotkách	W
Q	tepelná záťaž odvedená z budovy	W
Q_C	výparné teplo	J
Q_H	kondenzačné teplo	J
\dot{Q}_{chl}	Okamžitý výkon potrebný na chladenie	W
Q_{kon}	Teplo vyrobené pri použití pôvodného riešenia za jeden rok	J
$Q_{VRF,i}$	Teplo vyrobené pri použití VRF systému	J
\dot{Q}_{vyk}	Okamžitý výkon potrebný na vykurovanie	W
$\dot{Q}_{sens,i}$	Teplo potrebné na udržanie tepelnej pohody v zóne	W
R_v	Tepelný odpor pri prestupe tepla medzi vzduchom a povrchom konštrukcie	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
t_{in}	Teplota vnútorného vzduchu	$^{\circ}C$
t_{elmax}	Teplota suchého teplomeru (letná návrhová teplota)	$^{\circ}C$
t_{ezmax}	Teplota suchého teplomeru (zimná návrhová teplota)	$^{\circ}C$
T_y	teplota okolitého prostredia	K
T_x	teplota ochladzovanej látky	K
U_i	Súčiniteľ prestupu tepla danej konštrukcie	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

Zoznam príloh

Príloha 1	Tabuľka miestností s uvedeným množstvom vetracieho vzduchu
Príloha 2	Výstup z výpočtového programu Protech
Príloha 3	Tabuľka inštalovaných výkonov vykurovacieho a chladiaceho výkonu v miestnostiach
Príloha 4	Kusovník VRF systému s ocenenými položkami
Príloha 5	Kusovník pôvodného riešenia s ocenenými položkami
Príloha 6	Výkres 4.NP VRF systému, č.v. 01 ,formát A0
Príloha 7	Výkres uloženia vonkajších jednotiek VRF systému, č.v. 01 ,formát A1